This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

Dr. H. Stammer

Der Dampf in der Zuckerfabrik.

Magdeburg
Verlag von Albert Rathke

GIFT OF
Ernst E. Behr.

AGRIC.
LIBRARY

Der Dampf in der Zuckerfabrik.

Unter Mitwirkung von Fachmännern

herausgegeben

von

Dr. K. Stammer

(Braunschweig).

1891.

Verlag von Albert Rathke, Magdeburg.

GIFT OF
Ernst E. Behr.

AGRIC.
LIBRARY

GIFT OF
Ernst E. Behr.

AGRIC.
LIBRARY

UNIV. OF CALIFORNIA

Der Dampf in der Zuckerfabrik.

Unter Mitwirkung von Fachmännern

herausgegeben

von

Dr. K. Stammer

(Braunschweig).

1891.

Verlag von Albert Rathke, Magdeburg.

UNIV. OF
CALIFORNIA

Gift of Ernst E. Behr

TP377
S8
AGRIC.
LIBRARY

Vorwort.

Das vorliegende Buch ist für alle Diejenigen bestimmt, welche mit der Zuckerfabrikation in Beziehung stehen, namentlich für Techniker und Betriebsleiter der Fabriken, für welche es bisher an einer praktischen, vollständigen, aber doch kurzgefaßten Unterweisung über die Entwickelung und die Benutzung des Dampfes gebrach.

Man wird mit mir der Ansicht sein, daß der Gegenstand ein so viel umfassender ist, daß die einzelnen Theile je ein besonderes Werk bedingen würden, wenn die Behandlung eine ausführliche und erschöpfende sein sollte. Unter den gegebenen Umständen glaubte ich aber einer solchen mich enthalten, und vielmehr Auswahl und Beschränkung anstreben zu sollen, um Handlichkeit und Uebersichtlichkeit nicht zu beeinträchtigen, und das Werk für Jeden, den es angeht, brauchbar zu machen.

Die Ausführung dieses Planes war um so schwieriger, als jeder meiner Mitarbeiter, von denen ich die Herren Dr. Joh. Bock, Prof. Brauer, Ingenieure W. Greiner und H. Jelinek nenne, eine eigenartige Vorstellung über die in den einzelnen Theilen zu treffende Auswahl besaß und besitzen mußte, welcher ich nicht entgegen sein konnte. Herr Prof. Brauer übernahm den Abschnitt über Dampfmaschinen erst als der Druck schon weit vorgeschritten war. So erklärt und rechtfertigt sich die natürliche Verschiedenartigkeit der Behandlung im Einzelnen. Dies dürfte aber durch den großen Vorzug ausgeglichen werden, daß die Mitarbeiter an meinem Buche berufene Fachmänner waren. Auch wird es wohl, der voraussichtlich ungleichen Beurtheilung des Buches gegenüber gestattet sein, darauf hinzuweisen, daß es bei einer so verschiedenartigen Auffassung dieser Arbeit unmöglich ist, allen Ansprüchen an dieselbe zu genügen und allen Wünschen betreffs der Auswahl, wie der Behandlungsweise gerecht zu werden. Ich hoffe daher, das trotz etwaiger Ausstellungen, das Buch seinen Zweck, den mit der Zuckerfabrikation in Beziehung Stehenden einigen Nutzen zu gewähren, erfüllen wird.

Braunschweig, im März 1891.

Dr. Stammer.

601677

Inhalts-Verzeichniß.

Erstes Buch.

Erste Abtheilung. Die Verbrennung.

Seite.

I. Wärme und Dampf 1
II. Die Brennstoffe 3
1. Allgemeines. Begriff der Verbrennung. Kalorien. Wärme-Einheiten 3
2. Steinkohle, Braunkohle u. s. w. 4
3. Luftzuführung für die Verbrennung 12
4. Erzeugte Gase bei der Verbrennung 14
5. Gute und schlechte Verbrennung 15
6. Ausnutzung der Verbrennungswärme. Heizeffekt 15
III. Untersuchung der Rauchgase 18
a) Der Orsat'sche Apparat 18
b) Die Bunte'sche Bürette 22
IV. Ueber Heizung mit flüssigen Brennmaterialien 25

Zweite Abtheilung. Der Dampf.

V. Die Eigenschaft des Dampfes 28
Schmelzpunkt. Verdampfung. Latente Wärme. Wärmegehalt des Dampfes. Eigen- und Flüßigkeitswärme. Spannung.
VI. Neuere Annahme für den Atmosphärendruck 34
Tabellen:
1. Dampfverhältnisse 34
2. Siedepunkt bei verschiedenen Spannungen 35
3. Spannung des Wasserdampfes 36
4. 5. Wasserdämpfe 38

Zweites Buch.

Die Erzeugung des Dampfes.

Seite.

I. Verschiedene Sisteme der Feuerungen 43
Allgemeines.
Bedingungen der vollkommenen Verbrennung 43
Verschiedene Arten der Feuerung 47
A. Direkte oder Rostfeuerung 48
1. Der Feuerungsraum 49
Beschaffenheit, Rost, Feuerbrücke.
Die Vorfeuerung 54
Die Innenfeuerung 55
Die Unter- und Zwischenfeuerung 55
2. Der Rost 57
Der Planrost 57
Roststabformen 67
Der Treppenrost 78
3. Besondere Feuerungseinrichtungen 82
Ten-Brink-Feuerung 84
Feuerung mit Wasserröhrenrost 88
Cario-Feuerung 90
B. Gasfeuerung 93
Generatoren.
II. Die Heizkanäle 96
Feuerzüge 97
Zugführung 100
Ruß 101
Flugasche 102
Temperatur der Heizgase 103
III. Die Zug-Erzeugung 106
Schornsteine 106
Berechnung der Schornstein-Abmessungen 110
Formel zur Berechnung der Schornsteinhöhe 111
Zugkraft der Schornsteine 115
Standfestigkeit der Schornsteine 116
Aschenfänger 122
Zugerzeugung durch künstliche Hülfsmittel 124
IV. Nutzwirkung der Feuerungsanlagen 127
I. Beispiel 131
II. Beispiel 137
III. Beispeil 143
V. Uebersicht durch Versuche gewonnener Heizergebnisse . . 150
I. 150
II. Bericht von Schwager 151
1. Zweiflammrohrkessel mit Innenfeuerung. Vergleichende Kohlenuntersuchungen 151

Seite.

2. Zuckerfabrik mit 10 Stück Zweiflammrohrkesseln . . . 153
3. Steinkohlen-Innenfeuerung und Braunkohlen-Vorfeuerung 154
4. Treppenrost-Vorfeuerung für Braunkohlen 156
VI. Die Dampfkessel und ihre Aufstellung 159
Allgemeines 159
Anforderungen, die an einen guten Dampfkessel gestellt werden müssen.
A. Wasser-, Dampf- und Speiseraum 162
B. Heizfläche der Kessel 165
C. Material für Dampfkessel 168
D. Wandstärke der Kessel 171
E. Grundbedingungen und Formeln für die Berechnung der Blechstärken neuer Kessel 173
Allgemeines 173
Ebene Flächen, Kessel-Endplatten u. s. w. 174
Verankerungen 174
Dampfkesselmäntel mit innerem Druck 175
Flammrohre mit äußerem Druck 175
VII. Art und Gestalt der Kessel 176
1. Der einfache Zilinder- oder Walzenkessel 177
2. Der zusammengesetzte Walzenkessel 179
a) Der Bouilleur- oder Siederkessel 179
α) Der Doppel- oder Einsiederkessel 179
β) Der Zweisiederkessel 182
γ) Der Dreisiederkessel 182
b) Vorwärmerkessel 183
3. Flammrohrkessel 188
a) Der Einflammrohrkessel 189
b) Der Zweiflammrohrkessel 192
c) Der Dreiflammrohrkessel 195
d) Der Wellrohr- oder Seitrohrkessel 196
e) Vor- und Nachtheile der Flammrohrkessel 198
4. Röhrenkessel 206
a) Heizröhrenkessel 206
b) Wasserröhrenkessel 211
α) Der Belleville-Kessel 211
β) Wasserröhrenkessel von Root 213
γ) Wasserröhrenkessel von Steinmüller 215
δ) Andere Wasserröhrenkessel mit zwei Wasserkammern 218
ε) Wasserröhrenkessel mit einer Wasserkammer . . . 220
ζ) Kessel von Hohlfeld 223
η) Allgemeine Bemerkungen über die sogenannten nicht explodirenden Sicherheits-Dampfkessel 224
VIII. Die Dampfkessel-Ausrüstung 227
Speisung und Vorwärmung 227
Dampfentnahme und Entwässerung 229

Seite.

Beobachtung von Druck und Waſſerſtand 231
Sicherung gegen Exploſionsgefahr 232
Schwartzkopf'ſcher Apparat.
Abblaſen der Keſſel 236
Mängel der Dampfkeſſel-Ausrüſtung 238
IX. Ueber die Wirkung der Wärmeſchutzmaſſen 239
Verſuchsergebniſſe 241
X. Verhalten des Keſſelwärters im Betriebe 256
XI. Ueber die häufiger vorkommenden Korroſionen in Dampfkeſſeln 262
a) Korroſionen durch im Waſſer gelöſte Gaſe 263
b) Korroſionen durch unlösliche Stoffe 264
c) Korroſionen durch lösliche Stoffe 264
XII. Das Speiſewaſſer 267
1. Meſſung 267
2. Waſſerreinigung. Keſſelſtein 271
1. Verfahren von Bohlig 274
2. Verfahren von Stingl-Berenger 276
3. Verfahren von de Haen 282
4. Verfahren von Dehne 285
5. Allgemeine Bemerkungen 289
3. Vorwärmung 290

Drittes Buch.

Die Nutzanwendung des Dampfes.

Erſte Abtheilung. Die Benutzung als bewegende Kraft.

I. Einleitende Ueberſicht 297
II. Die Vorgänge im Dampfcylinder, der Indikator 298
III. Der Dampfverbrauch 303
IV. Wahl der Dampfſpannung und des Füllgrades 311
V. Umwandlung von Wärme in Arbeit 313
VI. Verbundmaſchinen 315
VII. Werthloſigkeit der Kondenſation für Zuckerfabrik-Dampfmaſchinen 319
VIII. Geſammtanordnung der Dampfmaſchine 320
IX. Dampfcylinder und Kolben 321
X. Die Steuerung 323
XI. Der Regulator 337
XII. Das Schwungrad 341
XIII. Das Getriebe der Dampfmaſchine 343

Zweite Abtheilung. Benutzung zum Verdampfen.

Seite.

I. Verdampfungsarten 1
1. Verdampfung in freier Luft 1
2. Verdampfung durch freies Feuer 2
3. Anwendung des Dampfes als Heizmittel 2
4. Erwärmung und Verdampfung durch Dampfeinströmung 3
5. Erwärmung und Verdampfung durch Dampf vermittelst einer Heizvorrichtung 4
6. Wirkungsweise des Dampfes in einem Apparate, der zur Erwärmung oder Verdampfung einer Flüssigkeit dient . 7
7. Berechnung der Größe der Heizfläche und der nöthigen Heizdampfmenge bei der Erwärmung in offenen Pfannen 9
Berechnung der Heizfläche von Anwärm-Apparaten . 10
Berechnung der Heizfläche und Dampfmenge bei der Verdampfung in offenen Pfannen, deren entwickelte Dämpfe in die freie Atmosphäre austreten 11
8. Verdampfung in offenen Pfannen 13
9. Geschlossene Pfannen 15
Allgemeines über Anwendung der Luftverdünnung, mehrfache Dampfbenutzung, Mehrkörper.
Neuere Konstruktionen an Verdampfapparaten 22
Der ältere Robert'sche Apparat.
Liegender Verdampfapparat.
Stehender Robertkörper.
Schlangenapparat.
Apparat von Simirenko.
Apparat mit eingehängten Röhren (Hallesche Maschinenfabrik.)
Apparat von Wellner-Jelinek.
Stufenapparat.
Innenverdampfapparat, Patent Müller.
Yaryan-Apparat.

II. Berechnung der Heizfläche und des nöthigen Heizdampfes bei Verdampfung mit Luftleere 39
10. Verlorene Wärme bei der Verdampfung in offenen Pfannen, sowie bei der einfachen Verdampfung in geschlossenen Gefäßen 40
11. Mehrkörper-Verdampfapparate 41

III. Verschiedene Einrichtungen von Zwei- und Mehrkörpern 44
12. Aufstellungen 44
13. Berechnung der Heizdampfmenge und des entwickelten Dampfes im Mehrkörperapparate 58
14. Einschaltung von Vorwärmern in die Brüdenleitung zum Kondensator 73
15. Anwärmungen und Heizungen mit Dampf der verschiedenen Körper eines Verdampfapparates 77

Beobachtung von Druck und Waſſe
Sicherung gegen Exploſionsgefahr .
Schwartzkopf'ſcher Apparat.
Abblaſen der Keſſel . . . . . .
Mängel der Dampfkeſſel-Ausrüſtung
IX. Ueber die Wirkung der Wärmeſchutzma
Verſuchsergebniſſe . . . . . .
X. Verhalten des Keſſelwärters im Betrieb
XI. Ueber die häufiger vorkommenden Korr
keſſeln . . . . . .
a) Korroſionen durch im Waſſer gelöſte
b) Korroſionen durch unlösliche Stoffe
c) Korroſionen durch lösliche Stoffe . .
XII. Das Speiſewaſſer . . . . . .
1. Meſſung . . . . . .
2. Waſſerreinigung. Keſſelſtein . . .
1. Verfahren von Bohlig . . . . .
2. Verfahren von Stingl-Berenger .
3. Verfahren von de Haen . . . .
4. Verfahren von Dehne . . . . .
5. Allgemeine Bemerkungen . . . .
3. Vorwärmung . . . . . .

Drittes Buch.

Die Nutzanwendung des Dan

Erſte Abtheilung. Die Benutzung al Kraft.

I. Einleitende Ueberſicht . . . . . .
II. Die Vorgänge im Dampfzilinder, der Indikat
III. Der Dampfverbrauch . . . . . .
IV. Wahl der Dampfſpannung und des Füllgrad
V. Umwandlung von Wärme in Arbeit . . .
VI. Verbundmaſchinen . . . . . .
VII. Werthloſigkeit der Kondenſation für Zuckerfa
maſchinen . . . . . .
VIII. Geſammtanordnung der Dampfmaſchine . .
IX. Dampfzilinder und Kolben . . . . . .
X. Die Steuerung . . . . . .
XI. Der Regulator . . . . . .
XII. Das Schwungrad . . . . . .
XIII. Das Getriebe der Dampfmaſchine . . . . .

Seite.

IV. Hülfstheile der Verdampfapparate 80
16. Ableitung der Kondenſations- und Brüdenwäſſer . . . 80
Hauptautomaten 80
Der Rückdampfſammler 81
Der Brüdenwaſſerfänger 82
Brüdenpumpe 83
Das Dampfventil 83
Das Ventil für Keſſeldampf 84
Luftventile 87
Saftfänger 87
Das Vakuummeter und Manometer 89
Das Thermometer 90
Safteinzugsventil 91
Die Verbindungsrohre für die Kochbrüden zwiſchen den einzelnen Verdampfapparaten 91
Die Kondenſation 93
Die Luftpumpe 115
V. Das Vakuum 117
Allgemeines 117
17. Einflüſſe auf das Verkochen im Vakuum 118
18. Der Wärme-Aufwand beim Kochen im Vakuum . . . 124
19. Der Vakuum-Heizdampf 126
20. Dampfverbrauch bei verſchiedenen Zuſammenſtellungen oder Siſtemen 130
21. Verſchiedene Einrichtungen von Vakuum-Apparaten . . 139
Hallſtröm, Wellner-Jelinek, Zickerick, Heckmann, Greiner, Lexa, Kaſalowski u. A., Siruppvakuum.
VI. Zuſammenſtellungen von Verdampfſiſtemen 159

Viertes Buch.

Geſammt-Dampfverbrauch.

1. Beiſpeil (Jelinek) 165
Dampfverbrauch einer Zuckerfabrik, welche in der Stunde 100 Mtr.-Ctr. = 10000 k Rüben mittelſt Diffuſion auf Rohzucker verarbeitet 165
1. Mehrfache Abdampfung ohne Verwerthung der zur Kondenſation gehenden Brüden der letzten Verdampfkörper 175
2. Mehrfache Abdampfung mit Verwerthung der Wärme der Brüden aus den letzten Körpern des Verdampfapparates durch Anwärmung des Diffuſionswaſſers und der Diffuſionsſäfte, welche zur Saturation gehen, mittelſt Gegenſtromwärmkörpern 177

Seite.

2. Beispiel (Pauly) 179
Berechnung der Dampfmenge für die Zuckerfabrik Mühlberg a. d. Elbe 179
3. Beispiel (Weinlig) 182 184 185
4. Beispiel (Th. Becker) 183
5. Beispiel. Vorschläge zur Dampfersparniß durch verschiedene Einrichtungen der Verdampfstation (nach Jelinek) 187
Erste Lösung 195
Graphische Darstellung 196
Zweite Lösung 196
Graphische Darstellung 197

Verbeſſerungen.

Seite 127 fehlt in der Ueberſchrift die Ziffer IV.
„ 301 und ff. iſt bei der Zahl 10000 das Komma zu ſtreichen.
„ 302, Z. 7 v. u., lies Dampf ſtatt Raum.
„ 308 iſt bei der Zahl 36491 das Komma zu ſtreichen.
„ 308, Z. 6 v. u., lies der Expanſion, theils.
„ 310, Z. 3 v. u., lies N_1 ſtatt L_1.
„ 311, Z. 11 v. u., lies $\left(A - \frac{p_2}{p_1}\right)$
„ 311, Z. 13 v. u., lies qcm ſtatt kg.
„ 311, Z. 15 v. u., lies g_1 ſtatt g_2.
„ 314, lies kgm ſtatt kg.
„ 320, in der Formel Z. 8 v. o., lies 125 ſtatt 120.
„ 33, drittes Buch Z. 6 v. u., lies Vertikal ſtatt Vertikel.

Auf der Ausſchlagtafel 14 muß der Hinweis lauten: zu Seite 160.

UNIV. OF CALIFORNIA

Erstes Buch.

Erste Abtheilung.

Die Verbrennung.

I. Wärme und Dampf.

Die Wärmequelle für die Erzeugung des Dampfes bildet die Verbrennung der Brennstoffe.

Verbrennung nennt man eine solche chemische Verbindung eines Körpers mit Sauerstoff, daß die (bei jeder chemischen Verbindung stattfindende) Wärmeentwicklung Lichterscheinung hervorruft.

Die Anwendung der Verbrennungswärme zur Erzeugung von Dampf geschieht unter Benutzung der Dampfkessel und verfolgt den Zweck, diese Erzeugung so wohlfeil wie möglich zu bewirken, d. h. also die beim Verbrennen möglichst vollkommen entwickelte Wärme möglichst vollkommen auszunutzen, oder mittelst derselben möglichst viel Dampf zu erzeugen. Dies geschieht durch zweckmäßig eingerichtete Feuerungen einer- und Dampfkessel andererseits.

Die in den Brennstoffen der Verbrennung unterworfenen Stoffe sind Kohlenstoff und Wasserstoff, hauptsächlich ersterer; der damit in Verbindung tretende Sauerstoff wird stets in atmosphärischer Luft zugeführt, von welcher er etwa $^1/_5$ ausmacht. Die übrigen $^4/_5$ bestehen aus Stickstoff und sind bei den chemischen Vorgängen der Verbrennung nicht betheiligt.

Wenn reiner Kohlenstoff (im Wesentlichen Anthrazit, Holzkohle, Kohks) verbrennt, so entsteht bei hinreichender Menge des hinzutretenden Sauerstoffs Kohlensäure, bei ungenügender Menge Kohlenoxid oder ein Gemisch von Beiden. Tritt Sauerstoff zu Kohlenoxid bei hinreichend hoher Temperatur, so verbrennt dasselbe zu Kohlensäure. Die entwickelte Wärmemenge ist dann am größten, wenn nur Kohlensäure das Endprodukt bildet.

Die meisten Brennstoffe (Steinkohle, Braunkohle, Holz s. u.) enthalten Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff (neben anderen, für den Zweck der Wärmeerzeugung unwesentlichen Bestandtheilen) und verbrennen nicht un-

mittelbar, sondern verwandeln sich unter dem Einfluß der schon vorher entwickelten Wärme theilweise in gasförmige Körper von sehr verschiedenartiger Zusammensetzung („Produkte der trockenen Destillation"), welche dann durch Zutritt der Luft verbrennen. Die hierbei sich zeigende Flamme ist ein Gemisch der glühenden Gase und das Produkt besteht, wenn die Verbrennung vollkommen ist, aus Kohlensäure und Wasserdampf, enthält, wenn sie nicht vollkommen ist, außerdem wesentlich Kohlenoxid, freien Kohlenstoff und in allen Fällen den aus der Luft übrig gebliebenen unveränderten Stickstoff.

Diese Produkte bilden die Rauchgase und werden durch den Schornstein entfernt.

Die in der Feuerung entwickelte Wärme wird dem zur Dampfbildung bestimmten Wasser durch Vermittelung der Wände des das Wasser enthaltenden Gefäßes (die Kesselwände, die Heizfläche) zugeführt.

Während des Uebertritts der Wärme in das Wasser steigt dessen Temperatur, bis diese bei dem normalen Luftdruck von 760 mm Quecksilber den Grad erreicht hat, welcher auf dem hunderttheiligen Thermometer mit 100° bezeichnet ist. Wenn dann weiterhin Wärme zugeführt wird, so verändert sich die Temperatur des Wassers dennoch nicht, sondern es wird diese Wärme zur Dampfbildung verbraucht, wie weiter unten genauer dargelegt werden soll.

Die in irgend einem Körper enthaltene Wärmemenge kann man nicht messen; man beurtheilt sie durch Vergleichung und nimmt hierzu diejenige Wärmemenge als Wärmeeinheit (W. E. oder Kalorie) an, welche erforderlich ist, um 1 Kilogramm (= 1 Liter) Wasser um 1° C. zu erwärmen. Bei der Besprechung der Brennstoffe wird der Begriff der Kalorien noch eingehender behandelt werden.

Der Siedepunkt der Flüssigkeiten bildet einen Theil ihrer Eigenthümlichkeit und hängt von ihrer chemischen Zusammensetzung und von dem Druck ab, unter welchem sie sich befinden. Man vergleicht alle Siedepunkte mit dem des Wassers (100° C.) bei einem Atmosphärendruck von 760 mm.

Der Siedepunkt des Wassers wird durch Beimischung von anderen Körpern verändert. Mischungen mit Alkohol kochen bei niedrigerer, Auflösungen von Salzen bei höherer Temperatur als reines Wasser. In letzterem Falle verdampft nur das Wasser.

Der bisher besprochene Dampf war der gewöhnliche oder gesättigte. Erhitzt man ein mit gesättigtem Dampfe gefülltes Gefäß bei unverändertem Druck noch weiter, so wird zunächst alles Wasser verdampft, welches etwa dem Dampfe beigemischt war, so daß derselbe ganz trocken wird, danach

wird der Dampf überhitzt, er nimmt eine Temperatur an, welche höher ist, als diejenige, welche gesättigtem Dampf bei gleichem Drucke zukommt.

Daraus folgt, daß gesättigter Dampf stets naß (oder wasserführend), überhitzter aber stets trocken ist, und daß nicht überhitzter trockener Dampf schwierig herzustellen ist und nur als Uebergangsform des gesättigten in den überhitzten Dampf zu denken ist.

Wird überhitzter Dampf genügend lange Zeit mit Wasser in Berührung gebracht, so geht er wieder in gesättigten über und man kann daher auch sagen, daß gesättigter Dampf solcher ist, welcher mit Wasser in Verbindung steht.

(Die Eigenschaften des gewöhnlichen gesättigten Dampfes siehe III.)

II. Die Brennstoffe.

1. Allgemeines.

Wie schon anfangs erwähnt, wird die zur Erzeugung des Dampfes nothwendige Wärmemenge ausschließlich durch Verbrennung erzeugt; man verwendet dazu nur stark kohlenstoffhaltige Stoffe. Die Oxidation erfolgt, wie auch schon oben gesagt, bei genügender Sauerstoff- resp. Luftzuführung zu Kohlensäure und Wasser und die Wärmeerzeugung ist dann die möglichst hohe, wenn nur diese Verbindungen entstehen, und ein Luftüberschuß nicht vorhanden ist. Die Wärmemenge wird in Kalorien angegeben. Was man darunter versteht, ist Seite 2 angegeben; man bezeichnet demnach z. B. mit 100 Kalorien diejenige Wärme, welche 1 k Wasser von 0° auf 100° C. erwärmt; es kann aber durch dieselbe Wärmemenge, auch 100 k Wasser, von z. B. 20° C. auf 21° C. erwärmt werden. Die durch die Verbrennung von Brennmaterialien erzeugte Wärme wird nun immer durch die Anzahl Kalorien ausgedrückt, welche durch die chemische Vereinigung von einem Kilogramm der vorwiegenden Bestandtheile der Heizmaterialien mit Sauerstoff erzeugt wird, und es ist die Summe der einzelnen Produkte die theoretische Verbrennungswärme, welche bei Werthberechnungen für die Heizmaterialien in Betracht zu ziehen ist. Durch zahlreiche Versuche sind nun die Anzahl Kalorien festgestellt worden, welche durch vollkommene Oxidation von 1 k Kohlenstoff zu Kohlensäure erzielt werden, und zwar ist die allgemein als gültig angenommene Zahl hierfür 8080 Kalorien d. h., durch Verbrennung von 1 k Kohlenstoff können 8080 k Wasser um 1° C. in der Temperatur erhöht werden; 1 k Wasserstoff giebt bei der Verbrennung zu Wasser sogar 34462 Kalorien. Diese Wärmemenge wird immer bei der Oxidation oder Verbrennung

erzeugt, ganz gleich, ob dieselbe rasch oder langsam vor sich geht; bei der Verbrennung zum Zweck der Heizung wird man aber bemüht sein, die vollkommene Verbrennung möglichst schnell zu bewerkstelligen, um die Summe der erzeugten Wärme in kurzer Zeit zur Wirkung zu bringen. Der theoretische Heizwerth der Brennstoffe ergiebt sich aus ihrer chemischen Zusammensetzung.

2. Steinkohlen, Braunkohlen u. s. w.

Die wichtigsten Brennstoffe sind die Steinkohlen. Aschenarme haben 1,25 bis 1,35 spez. Gewicht; die kohlenstoffreichsten sind die dichtesten. Gewicht von 1 cbm in Stücken 700 bis 900 k. Vom praktischen Standpunkte aus kann man 5 Hauptarten unterscheiden. Die durchschnittliche elementare Zusammensetzung der Steinkohle ist: 75 bis 93 Kohlenstoff, 6 — 4 Wasserstoff, 19 — 3 Sauerstoff und Stickstoff. Nachstehende Uebersicht*) stellt die Ergebnisse von einer Anzahl betreffender Untersuchungen dar. (Siehe Seite 5, 6 und 7).

Böhmische Braunkohle enthält nach Marx 73,27 Kohlenstoff, 4,34 Wasserstoff, 1,57 Stickstoff, 11,25 Sauerstoff, 0,99 Schwefel, 6,10 Feuchtigkeit und 2,48 Asche.

Der Durchschnitt aus diesen Zahlen ergiebt eine Zusammensetzung von:

Kohlenstoff	63
Wasserstoff	5
Sauerstoff und Stickstoff	32
	100

Sieht man vom Stickstoff ab (0 bis $1^1/_2$%) und denkt sich allen Sauerstoff mit Wasserstoff verbunden, so bleibt ein Ueberschuß von 1% Wasserstoff.

Nach einer größeren, von Zincken mitgetheilten Anzahl von Analisen besteht die Braunkohle aus:

Kohlenstoff	50—77	durchschn.	63
Wasserstoff	3—5	„	—
Sauerstoff	26—37	„	32
Stickstoff	0—2	„	—

Während 1 bis 2% Stickstoff zu den regelmäßigen Bestandtheilen der Steinkohle gehören, so findet sich dieser seltener in Braunkohle, dann aber ebenfalls mit 1 bis 2%.

Für die verschiedenen Arten von Braunkohlen werden für die feste organische Masse nachstehende Durchschnittsgehalte angegeben (s. S. 8):

*) Kerl u. Stohmann, Technische Chemie. 3. Aufl. 3. Band.

Arten	Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff	Verhältniß von Sauerstoff zu Wasserstoff	Ergebniß an Kohks	Natur und Aussehen der Asche
Trockene Kohlen mit langer Flamme. (Sandkohlen)	75—80	5,5 — 4,5	19,5 — 15	4 — 3	0,50—0,60	Pulverförmig oder höchstens gefrittet.
Fette Kohlen mit langer Flamme (Gaskohlen, Sinterkohlen)	80—85	5,8 — 5	14,2 — 10	3 — 2	0,60—0,68	Geflossen aber sehr aufgebläht.
Fette- oder Schmiedekohlen (Backkohlen)	84—89	5 — 5,5	11 — 5,5	2 — 1	0,68—0,74	Geflossen, mitteldicht.
Fette Kohlen mit kurzer Flamme (Vorkohkungskohlen)	88—91	5,5 — 4,5	6,5 — 5,5	1	0,74—0,82	Geflossen, sehr kompakt, wenig blasig.
Magere Kohlen oder Anthrazite, mit kurzer Flamme.	90—93	4,5 — 4	5,5 — 3	1	0,82—0,90	Gefrittet oder pulverförmig.

Zusammensetzung von Steinkohlen.

Fundort oder Name der Kohlen	Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff	Asche
Waldenburger Revier.				
Segen Gottes	82,02	5,22	10,25	2,51
David	79,28	4,55	11,98	5,19
Graf. Hochberg	70,87	5,63	14,35	9,15
Fuchs	79,30	5,06	10,56	5,08
Glückhülf	84,82	5,20	9,51	4,57
Neue Heinrich	84,82	4,96	8,14	6,08
Oberschlesisches Revier.				
Eugeniens Glück	73,30	4,33	19,11	2,76
Morgenroth	74,57	4,82	16,14	4,47
Königsgrube	73,48	4,96	18,64	2,93
„	79,51	4,87	12,96	2,66
Louise	70,02	4,99	14,87	10,12
„	70,79	5,32	19,34	4,55
Fausta	77,25	4,58	13,35	4,82
„	76,63	4,98	13,92	4,47
Hovm	72,96	4,38	12,12	10,54
Leo	78,22	4,89	12,95	3,94
Königin Louise	77,25	4,98	13,86	3,91
„ „	73,91	4,85	15,10	3,65
„ „	82,72	5,05	10,67	1,56
Leopold	76,21	5,03	13,30	5,26
Saarbrücker Revier.				
Gerhard	72,38	4,46	13,05	8,11
„	70,20	4,70	13,27	11,83
Heinitz	80,53	5,06	11,91	2,50
„	78,97	5,10	13,22	2,71
Dutweiler	83,63	5,19	9,06	1,52
„	81,29	5,30	8,54	4,87
Inde-Revier bei Eschweiler.				
James	89,48	4,29	3,98	2,25
Centrum	63,69	4,07	7,00	3,99
„	90,62	4,50	1,31	3,57
„	84,06	4,27	2,22	9,45
Worm-Revier bei Aachen.				
Neulauerweg	89,32	3,80	2,71	4,17
Neulangenberg	88,59	4,10	4,39	2,92
Ath	90,41	4,03	4,11	1,45
Bergamtsrevier Essen.				
Zeche Sälzer und Neueck	85,62	4,65	5,93	2,09
„ Victoria Mathias	86,43	5,32	5,67	2,58
„ Kunstwerk	89,58	4,30	4,04	2,08
„ Hundsnocken	88,23	3,86	3,69	4,22
Bergamtsrevier Bochum.				
Zeche Engelsburg	85,90	4,56	4,77	3,21
„ Friedrich Wilhelm	82,22	5,00	7,71	5,07
„ Präsident	79,72	4,62	11,56	3,26
„ Franziska	77,10	4,55	11,79	6,56
„ Louise Tiefbau	78,05	5,05	12,92	3,98

	Langflammige Kohlen			Kurzflammige Kohlen		
	mager	sinternd	backend	Fettkohle backend	Erzkohle sinternd	Anthrazit mager
Kohlenstoff . . .	80,88	83,36	84,79	89,02	90,75	91,91
Wasserstoff . . .	5,25	5,39	5,16	5,07	4,54	4,04
Sauerstoff u. Stickstoff	13,87	11,25	10,05	5,91	4,71	4,05
Theoretisches Kohksausbringen . .	65	65	75	80	85	90

Die Zusammensetzung der organischen Substanz einiger Braunkohlenarten ergiebt sich aus nachstehender Tabelle:

Fundort und Arten der Braunkohle	Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff
Erdige Braunkohle von Dax.	69,25	5,59	19,90
„ „ „ Bouches du Rhone .	63,01	4,58	18,98
„ „ „ Nieder-Alpen . . .	69,05	5,20	22,74
„ stengliche Braunkohle vom Meißner .	70,12	3,19	7,59
„ Pechkohle vom Meißner	56,60	4,75	27,15
„ „ von Ringkuhl	60,83	4,36	24,64
„ Glanzkohle von Ringkuhl	66,11	4,82	18,51
„ pechkohlenartig, von Habichtswald . .	54,18	4,20	26,98
„ unterste Schicht von Ringkuhl . . .	52,98	4,09	21,91
„ mittlere „ „ „ . . .	54,96	4,01	22,31
„ Stillberger	50,78	4,62	21,38
„ Helmstedt, Grube Prinz Wilhelm . .	68,57	4,84	19,87
„ „ andere Grube	67,88	6,85	17,46
„ Schöningen	63,71	5,07	22,79
„ „ andere Grube	64,80	4,54	23,12
Lignit von Ringkuhl	51,70	5,25	30,37
„ „ Griechenland	60,36	5,00	25,62
„ „ Köln	63,42	4,98	27,11
„ „ Usnach	55,27	5,70	36,84
„ „ Laubach	57,28	6,03	36,10

(Fortsetzung von Seite 4.)

Nach Scheerer:

	Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff
Lignit oder faserige Kohle . . .	60	5	35
Erdkohle	70	5	25
Muschelige oder Pechkohle . . .	75	5	20

oder allen Sauerstoff mit Wasserstoff zu chemisch gebundenem Wasser vereinigt gedacht:

	Kohlenstoff	Wasserstoff	chem. gebund. Wasser
Lignit	60	1	39
Erdkohle	70	2	28
Muschelige oder Pechkohle . . .	75	3	22

Lufttrocken enthält die organische Substanz:

	Kohlenstoff	Wasserstoff	chem. gebund. Wasser	Hygroskop. Wasser
Lignit	48	1	31	20
Erdkohle	56	2	22	20
Muschelige Kohle . .	60	2	17	20

Knapp giebt nachfolgende Zahlen an:

	Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff	Asche
Aschenfreie Kohle . . .	66,53	5,58	27,89	—
Aschenhaltige Kohle . .	60	5	26	9

Die Brennmaterialien enthalten, wie wir sehen, außer Kohlenstoff und Wasserstoff auch Sauerstoff; letzterer rührt hauptsächlich von dem Wassergehalt her, den alle Brennmaterialien in höherem oder geringerem Grade haben. Auf acht Theile Sauerstoff entfällt aber bei der Wasserbildung immer ein Theil Wasserstoff; diese Antheile sind nun bereits in chemische Vereinigung getreten, können also bei der Verbrennung keine Wärme mehr erzeugen, und ist daher bei der Berechnung des theoretischen Heizwerthes von der Gesammtmenge des gefundenen Wasserstoffs diejenige, welche zur Bindung des gleichzeitig gefundenen Sauerstoffs gehört, in Abzug zu bringen, und nur der dann verbleibende Wasserstoff ist mit der Anzahl seiner Kalorien in Rechnung zu stellen. Es setzt sich mithin der theoretische Heizwerth der Brennmaterialien zusammen aus den Kalorien für den gefundenen Kohlenstoff und den Kalorien des Wasserstoffes, minus demjenigen Wasserstoff, der zur Bildung von Wasser für den gleichzeitig ermittelten Sauerstoffgehalt nothwendig ist.

Die Brennstoffe hinterlassen beim Verbrennen auch immer einen unverbrennlichen Rückstand, die Asche, und dieser ist in der Praxis stets eine höhere, als bei der chemischen Untersuchung, da in der

Praxis auf dem Herde trotz sorgfältigster Ueberwachung niemals diejenigen Bedingungen zusammentreffen, welche die vollkommene Verbrennung verlangt. Dieser Aschengehalt schwankt bei den verschiedenen Materialien ziemlich beträchtlich, und beträgt nach praktischen Versuchen

bei Holz etwa 2—4 %
Steinkohle 4—20 %
Braunkohle 30 %

} vom Gewicht der angewandten Materialien.

Der Aschengehalt verschiedener Steinkohlen ist in der Uebersicht Seite 6, derjenige einiger Braunkohlen, welcher zwischen 1 und 58 % wechselt, ist nachstehend angegeben.

	Fundort und Art der Kohlen.	Asche
Rechtes Rhein-Ufer bei Bonn.	Lignit von Stössschen	28,20
	" " Orsberg	43,20
	" " "	58,00
Braunschweig.	Braunkohle von Schöningen	7,80
	" " Helmstedt	8,40
	Schieferkohle von Azberg	45,00
	" " Aga, Reuß	6,00
	Erdige Braunkohle von Bischofsheim	33,98
	Holzige " " "	6,30
	Erdige " " Weisbach	29,49
	Holzige " " "	7,32
	" " " Eisgraben Meta	23,89
	" " " " Hermann	22,97
Böhmen.	Lignit von Aussig	5,35
	" " "	5,51
	" " Hegendorf	6,93
	" " Neuendorf	5,13
	" " Coulang	1,50
Baierische Pfalz.	Erdkohle von Grünlas	6,66
	" " Verau	10,00
	Lignit " "	3,40
	" " Griechenland	9,02
	" " Usnach	2,19
	" " Köln	5,49
	Erdkohle " Dax	4,99
	" " Bouches du Rhone	13,43
	" " Niederalpen	3,01

Hessen-Cassel.	Erdige Stangenkohle vom Meißner . . .	15,47
	„ Pechkohle „ „ . . .	2,43
	„ „ von Hirschberg bei Ringkuhl	0,81
	Glanzkohle „ „ „ „	2,76
	Mittlere Kohle „ „ „ „	3,20
	Untere „ „ „ „ „	4,92
	Pechkohle vom Habichtswald	1,33
	Pechkohle vom Habichtswald	3,33
	Stillberger Kohle, Söhrwald	6,95
	Lignit von Hirschberg	1,29
	„ „ Island	8,80
	„ „ „ zweite Sorte . . .	27,50
Linkes Rhein-Ufer bis Duren.	„ „ Uttweiler	0,90
	„ „ Grube Urwelf	4,60
	„ „ „ „	27,05
	„ „ Friesdorf	1,69
	„ „ „	14,90
Rechtes Rhein-Ufer bei Bonn.	„ „ Pützchen	4,40
	„ „ „	17,40
	„ „ Stösschen	14,40

Es ist wohl selbstverständlich, daß der höhere oder geringere Aschengehalt einen wesentlichen Einfluß auf den Heizwerth der Materialien ausübt, da die Aschenbestandtheile nicht nur keine Verbrennungswärme entwickeln, sondern sogar bei der Ausnutzung noch Wärme aufnehmen; daher ist der Schluß berechtigt, je mehr Aschenrückstände, desto schlechter ist das Brennmaterial.

Beispiel: Eine Steinkohle hat nach Abzug der Rückstände

Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff
81,70%	4,25%	14,05%

der theoretische Heizwerth berechnet sich hiernach:

$$8080 \times 0{,}8170 = 7837{,}6 \text{ Kalorien aus Kohlenstoff.}$$

Die 14,05 Thl. Sauerstoff beanspruchen zur Wasserbildung $14{,}05 : 8 = 1{,}75$ Thl. Wasserstoff, es verbleiben also $4{,}25 - 1{,}75 = 2{,}50$ Thl. Wasserstoff für den Heizwerth. 1 k Wasserstoff giebt aber 34462 Kalorien, also $0{,}025 \times 34462 = 861{,}5$ Kalorien.

Mithin theoretischer Heizwerth = 7837,6
861,5
8699,1 Kalorien.

Davon sind in Abzug zu bringen die 1090 für unverbrennlichen Rückstand oder den auf andere Weise gefundenen Aschenrückstand, und wir finden dann diejenige Heizkraft, welche unter den günstigsten Verbrennungsbedingungen dieses Heizmaterial überhaupt liefern kann. Wir erhalten somit nach den Analisen ungefähr folgende Werthe für die bei Verbrennung von 1 k Material erzeugten Kalorien:

Holz, vollkommen trocken			= 3800	Kalorien
Holz mit 25 % Wassergehalt			= 2675	„
Holzkohlen, vollkommen trocken			= 7580	„
„	mit 7 % Wasser		= 7000	„
Braunkohlen 1. Qualität			= 6000	„
„	2.	„	= 5000	„
Steinkohlen 1. Qualität	mit 3 %	Asche	= 7500	„
„ 2.	„ „ 10 %	„	= 6900	„
„ 3.	„ „ 20 %	„	= 6100	„
Koaks mit 10 % Asche			= 7000	„
„ „ 20 %	„		= 6250	„

1 k Steinkohlen 2. Qualität mit etwa 10 % Asche giebt hiernach 6900 Kalorien bei vollkommener Verbrennung. 1 Tonne = 20 Ztr. dieser Steinkohle entwickelt unter gleichen Verhältnissen: 6 900 000 Kalorien; und eine Wagenladung = 200 Ztr. giebt die große Zahl von 69 000 000 Kalorien. Man sieht daher, daß eine Ersparniß von einigen 1000 Kalorien bei irgend welchen technischen Veränderungen noch gar nicht so viel bedeutet; es ist der Werth einer Kalorie eben ein verhältnißmäßig kleiner; doch ist dieser Faktor oder die dadurch ausgedrückte Wärmemenge als allgemein giltig anerkannt und in allen Wärmerechnungen eingeführt.

In der folgenden Tabelle sind die Heizeffekte verschiedener Brennstoffe vergleichsweise aufgezählt:*)

*) A. a. O.

Brennstoffe	Theoret. Heizeffekt in W. E.	Heizeffekt bei vollkommener Ausnutzung in		Verdampfungsfähigkeit	
		W. E.	Steinkohl. Einheiten	Theoret.	b. Dampfkesseln
Wasserstoff	—	34460	4,59	—	—
Leuchtgas	23975	22000	2,93	—	—
Petroleum	11380	10200	1,41	16,30	10—14
Olivenöl	—	9800	1,30	—	—
Wachs	—	8700	1,16	—	—
Talg	—	8300	1,11	—	—
Anthrazit	8250	8100	1,09	12,46	—
Kohlenstoff	—	8080	1,08	—	—
Steinkohle mittlere	7700	7500	1,0	11,51	5,2—8
Holzkohle	7400	7000	0,93	10,77	6—6,75
Kokks, reine	6800	7000	0,93	9—10,8	5—8
Kokks mit 15% Asche		6000	0,80		
Torfkohle	6000	5800	0,77	—	—
Braunkohle	5500	5000	0,67	7,7	2,2—5,5
Torf, trockner	4500	4800	0,64	5,5—7,4	2,5—5
Torf mit 20% Wasser		3600	0,48		
Holz, trocknes	4180	3600	0,48	4,3—5,6	2,5-3,75
Holz mit 20% Wasser	—	2800	0,37		
Stroh	1985	1866	0,25	3,0	1,86-1,92
Gerberlohe	3300	—	—	—	—

3. Luftzuführung für die Verbrennung.

Ein Theil Kohlenstoff verbindet sich mit $2\frac{2}{3}$ Thl. Sauerstoff zu Kohlensäure und 1 Thl. Wasserstoff mit 8 Thl. Sauerstoff zu Wasser. Es muß bei der Verbrennung das Bestreben vorherrschen, die Oxidation zur höchst möglichen zu machen, also auch die $2\frac{2}{3}$ Thl. Sauerstoff an einen Thl. Kohlenstoff zu binden; es ist ja einleuchtend, daß es hinsichtlich der erzielten endgiltigen Wärme gleichgiltig ist, ob sich 1 Thl. Kohlenstoff zuerst nur mit $1\frac{1}{3}$ Sauerstoff zu Kohlenoxid verbindet und dann $2\frac{2}{3}$ Kohlenoxid durch Aufnahme von noch $1\frac{1}{3}$ Sauerstoff erst später zu Kohlensäure wird, wenn nur diese letztere Verbindung, das ist diejenige, welche am meisten Wärme für die Heizzwecke verfügbar stellt, überhaupt noch so

zeitig entsteht, daß die hervorgebrachte Wärme noch nutzbar wird; es muß also die zur Verbrennung zugeführte Sauerstoffmenge so groß sein, daß immer Kohlensäure und Wasser, die höchsten Oxidationsstufen der Brennmaterialien, zur Bildung kommen. Es ist klar, daß man viel weniger Wärme erzeugt, wenn man den chemischen Prozeß nicht zur höchst möglichen Vollkommenheit gelangen läßt, also zu wenig Sauerstoff zuführt, daß man dann empfindliche Verluste an Wärme erleidet. Nun steht als einzige Sauerstoffquelle die Luft zur Oxidation der Brennmaterialien zur Verfügung; die atmosphärische Luft besteht hauptsächlich aus einem Gemenge von 79 Volumtheilen Stickstoff und 21 Volumtheilen Sauerstoff oder aus 77 Gewichtstheilen Stickstoff und 23 Gewichtstheilen Sauerstoff; aus diesen Zahlen ergiebt sich leicht diejenige Luftmenge, welche man zur vollkommenen Verbrennung von 1 k Steinkohle braucht. Diese Kohle sei zusammengesetzt nach Abzug der Rückstände aus:

Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff
81,70	4,25	14,05

Während der vollständigen Verbrennung verbinden sich nun 8 Gewichtstheile Sauerstoff mit 3 Gewichtstheile Kohlenstoff zu Kohlensäure. Somit verbinden sich mit 1 k Kohlenstoff $^8/_3$ k Sauerstoff; allein zu 1 k Sauerstoff sind $^{100}/_{23}$ k Luft erforderlich, da letztere nur 23 Gewichtstheile Sauerstoff enthält; also braucht man zu $^8/_3$ k Sauerstoff $^8/_3$ mal $^{100}/_{23}$ oder 11,59 k Luft.

Es benöthigt außerdem 1 Gewichtstheil Wasserstoff zur vollkommenen Verbrennung zu Wasser 8 Gewichtstheile Sauerstoff; es sind nach der Analise vorhanden: 4,25 Theile Wasserstoff, diese brauchen demnach $4{,}25 \times 8 = 34$ Gewichtstheile Sauerstoff. Nun sind aber durch den laut Analise gefundenen Sauerstoff (14,05) schon 1,75 der vorhandenen Gewichtstheile Wasserstoff zu Wasser verbunden; diese Menge kann demnach nicht höher oxidirt werden, und entzieht sich daher bei Berechnung der nothwendigen Luftmenge, wie wir dies gleichfalls bei der Berechnung der Kalorien aus dem Kilogramm dieser Steinkohlen gefunden haben. Es kommen mithin jetzt zur Berechnung $4{,}25 - 1{,}75 = 2{,}50$ Theile Wasserstoff; diese brauchen das 8fache Gewicht an Sauerstoff also 20,0 k. Aus diesen Zahlen berechnet sich abgerundet: Zu einem Kilogramm Kohlenstoff sind nothwendig etwa 9 cbm Luft; zur vollständigen Verbrennung von 1 k Wasserstoff sind 24 cbm Luft etwa erforderlich; um 1 k gewöhnliche Steinkohle zu verbrennen, rechnet man ebenfalls als theoretisch nothwendige Luftmenge 9 cbm, eine Zahl, welche man als Einheit betrachten

kann. Um jedoch eine möglichst gute Verbrennung zu erzielen, ist es durchaus erforderlich, eine größere Luftmenge als die theoretisch nothwendige, zuzuführen, da immer mehr oder weniger ungenutzt entweicht; es hat sich durch praktische Versuche herausgestellt, daß die richtige Verhältnißzahl der Luftzuführung für die verschiedenen Brennmaterialien zwischen dem 1,2fachen und den 1,5fachen der theoretischen Menge liegen, also etwa zwischen 10 und 15 cbm Luft auf 1 k Kohle.

4. Erzeugte Gase bei der Verbrennung.

Es bilden sich bei vollständiger Verbrennung aus 1 k Kohle, welche z. B. aus 92% Kohle, 4% Wasserstoff und 4% Feuchtigkeit besteht: 3,38 k Kohlensäure und 0,40 k Wasser. Außerdem aber sind, wenn wir, wie oben angegeben, 9 cbm Luft zu dieser Verbrennung gebraucht haben, in den Rauchgasen noch 9,25 k Stickstoff enthalten. Es ist klar, daß dieses ganze Gasgemenge durch die erzeugte Verbrennungswärme ebenfalls mit erhitzt werden muß. Nun haben wir oben gesehen, daß zur Erwärmung von 1 k Wasser nun 1° C. eine Wärmeeinheit gehört; die Wärme-Aufnahme der Gase ist aber eine andere, als die des Wassers; letzteres benöthigt unter allen in Betracht kommenden Körpern die meiste Wärmemenge um eine höhere Temperatur anzunehmen, es braucht z. B. 1 k Kohlensäure nur etwa 0,25 Kalorien, um eine Temperaturerhöhung von 1° C. anzuzeigen, ebenso 1 k Stickstoff (abgerundet); wohingegen Wasserdampf 0,50 Kalorien beansprucht. Wenn die Rauch- oder Verbrennungsgase mit einer Temperatur von 300° in den Schornstein entweichen, so erhalten wir als Wärmeverlust durch die Heizgase:

$300\ (3{,}18 + 9{,}25)\ 0{,}25 + (0{,}40 \times 0{,}50) = 300 \times 3{,}36 =$ 1008 W. E. Das ist etwa der 8. Theil der theoret. Gesammtwärme, welche durch Verbrennung von 1 k Kohle erzeugt wird. Wenn man das doppelte Luftvolumen zuführt, also etwa 12 k mehr, so müssen diese 12 k ebenfalls auf 300° C. erwärmt werden, und es gehen somit durch den Schornstein verloren:

$300 \times 12 \times 0{,}25$*) $= 900$ W. E. mehr, insgesammt also $1008 + 900 = 1908$ W. E., das ist etwa $^1/_4$ der ganzen theoretisch erzeugten Wärmemenge bei Verbrennung von 1 k bester Kohle. Man sieht daraus, daß jeder unnöthige Ueberschuß von Luft bei der Verbrennung

*) 0,25 als ungefähr abgerundete Zahl der zur Erwärmung von 1 k Luft um 1° C. nothwendigen Kalorien gesetzt. (Spez. Wärme).

einen bedeutenden Wärmeverluſt mit ſich bringt. Aus den Verbrennungsprodukten, d. h. den in den Schornſtein entwichenen Gaſen, beziehungsweiſe aus deren Zuſammenſetzung, kann man einen genauen Schluß auf die gute oder weniger gut geleitete Verbrennung ziehen.

5. Gute und ſchlechte Verbrennung.

Theoretiſch beſtehen dieſe Gaſe nur aus dem Stickſtoff der Luft, der durch die Verbrennung des Kohlenſtoffes entſtandenen Kohlenſäure und aus den Waſſerdämpfen, welche durch die Oxidation des Waſſerſtoffs des betreffenden Heizmaterials entſtanden ſind, und aus demjenigen Waſſer, welches als ſolches; als Feuchtigkeit, dem Brennmaterial anhaftet. Findet nun eine zu geringe Luftzuführung ſtatt, ſo verbrennt der Kohlenſtoff nicht zu Kohlenſäure, ſondern theilweiſe nur zu Kohlenoxid und man wird alſo bei der chemiſchen Analiſe der Verbrennungsgaſe dieſes Kohlenoxid finden; iſt andererſeits zu viel Luft zugeführt, ſo wird die zuviel zugeführte Sauerſtoffmenge unbenutzt ſich in den Schornſteingaſen vorfinden, und man kann daher mittelſt der Unterſuchung der Eſſengaſe die Luftzuführung genau beſtimmen, und demnach auf das niedrigſt zuläſſige Maaß herunter drücken. Welche Vortheile das bietet, ergiebt ſich aus den oben ermittelten Zahlen für die Wärmeverluſte, welche eine übermäßige Luftmenge bedingen. Auf welche Art man die Unterſuchung ausführt, wird ſpäter beſchrieben werden.

6. Ausnutzung der Verbrennungswärme. Heizeffekt.

Die auf dem Feuerherd oder Roſt durch die Verbrennung der Heizmaterialien erzeugte Wärme kommt nun niemals in der theoretiſch ermittelten Menge zur Ausnutzung, ſondern nach Ausweis praktiſcher Verdampfverſuche, die für die Technik den hauptſächlichſten Werth haben, nutzt man die theoretiſche Wärme nur mit höchſtens 50—60% aus, d. h. nur dieſer Theil dient direkt zum Verdampfen des Waſſers im Dampfkeſſel, die andere Wärme geht verloren, durch Strahlung, durch die Keſſelmauerung, Eſſengaſe ꝛc. Welchen Einfluß die Konſtruktion der angewandten Keſſel auf die beſſere oder geringere Wärmeausnutzung ausüben, iſt an ſpäterer Stelle zu erörtern, nur mag hier darauf aufmerkſam gemacht werden, daß die Wärmeübertragung eine zweifache iſt; ein Theil, faſt die Hälfte der ausgenutzten Wärme, wird durch Strahlung an die Keſſelwand abgegeben, der andere Theil durch Leitung, d. h. durch die direkte Berührung der heißen Verbrennungsgaſe mit der Fläche des Dampfkeſſels. Je höher alſo das Wärmeleitungsvermögen eines Körpers iſt, deſto raſcher und beſſer wird

die Uebertragung der Wärme der Verbrennungsgase an das im Kessel befindliche Wasser abgegeben; die Wärmeleitungsfähigkeit der hier allein in Betracht kommenden Metalle ist etwa

für Schmiedeeisen = 374
„ Kupfer = 898
„ Messing = 248

Aus diesen Zahlen ergiebt sich, daß die vortheilhafteste Wärmeübertragung durch Kupfer geschieht; aus diesem Grunde sind auch vielfach die Heizschlangen ꝛc. aus diesem Metall angefertigt. Da die Leitungsfähigkeit des Eisens nur halb so groß ist, so kann man bei gleicher Oberfläche durch kupferne Wandung in derselben Zeit die reichlich doppelte Wärmemenge hindurchleiten, als durch Eisen, oder, um dem Heizgase genügend Wärme zu entziehen, müssen die eisernen Dampfkessel über noch einmal so viel Fläche zur Wärmeleitung besitzen, als wenn dieselben aus Kupfer wären.

Eine genügend große Heizfläche ist dann vorhanden, wenn die sonst regelrecht zusammengesetzten Heizgase, also bei guter Verbrennung, mit einer Temperatur von etwa 300—400° C. in die Esse gehen.

Was den Heizeffekt oder die Verdampfungskraft betrifft, so beträgt derselbe*) beispielsweise für Braunkohlen:

	1 Tonne = 2,2 hl = k	Wassergehalt Proc.	Aschengehalt ungetrocknet	Aschengehalt getrocknet	1 Thl. Braunkohle verwandelt in Dampf von 110—115° C. Thl. Wasser von 0° ungetrocknet	1 Thl. Braunkohle verwandelt in Dampf von 110—115° C. Thl. Wasser von 0° getrocknet
Böhmische Braunkohle	148	28,7	10,67	14,96	3,87	5,84
Preußische Braunkohle (bituminös. Holz) frisch	142,5	45,9	3,79	7,34	2,65	5,76
Preußische Braunkohle, abgelagert	133,5	23,7	3,65	4,79	3,96	5,50
Preußische Braunkohle, Erdkohle frisch	134	47,2	4,81	9,12	2,45	5,55
Preußische Braunkohle, Stückkohle	150	47,7	3,31	6,33	2,16	5,08

*) A. a. O.

Wärmeeffekt der Steinkohlen.

Der theoretische Wärmeeffekt verschiedener Steinkohlen ist:

	Wärmeeffekt C = 1		
	Absol.	Spezif.	Pyrom.
Anthrazit . . . . . =	0,96	1,44	2350° C.
Backkohle . . . . . =	0,93	1,17	2300 „
Sinterkohle . . . . . =	0,89	1,16	2250 „
Sandkohle . . . . . =	0,79	1,06	2200 „

Nach Brix gab ein Theil getrockneter Kohle 5,75 bis 9,00 durchschnittlich 7,39 Thl., ungetrocknet 7,50 Thl. Dampf aus Wasser von 0°. Es verwandelt z. B. in Dampf ein Theil Kohle von Eschweiler 8,16 bis 8,93, Bochum 7,18 bis 8,45, Essen 6,45 bis 8,00, Witten 7,65 bis 8,04, Saarbrücken 6,36 bis 7,83, Waldenburg 7,0 bis 7,7, Oberschlesien 6,1 bis 7,38, England 7,47 bis 7,65, Zwickau 7,5 Theile Wasser. Nach neueren Versuchen verdampfte ein Theil Waleser Kohle etwas über 8, Herne-Bochumer fast 8 Theile Wasser. Von den übrigen Heizkohlen besitzt die schlesische durchschnittlich die größte Heizkraft; dann folgen die sächsischen, dann die Newkastler Kohlen. Nach Playfair und de la Beche verdampfen 1 Theil amerikanische Steinkohlen 5,84 bis 8,99, englische 5,30 bis 8,75 Theile Wasser. — Nach Meunier gaben verschiedene englische Steinkohlen 8780 bis 8949 W. E., und verdampften das 8,8 bis 9,0fache Wasser. Saarkohlen 8215 bis 8724, meistens 8400 W. E., anthrazitische Kohlen gegen 9000 W. E. (Braunkohlen 6300 bis 7900W. E.) Nach Hartig wurden von 1 Thl. trockener sächsischer Kohle durchschnittlich 4,07 bis 7,97 Thl. Wasser von 0° in Dampf von 100° C. verwandelt. — Nach Sauerwein wurden von 1 Theil hannoverschen Kohlen 5,61 bis 6,66 Thl., von westphälischen 6,26 bis 7 Thl. Wasser, in Dampf von 150° C. verwandelt.

Die Zentralstelle für Landesstatistik des Großherzogthums Hessen berechnet 100 k Steinkohlen = 200 k Braunkohlen = 0,5 cbm Hartholz. Um Steinkohlen von der Untersuchung vor erdigen Beimengungen, Schiefern ꝛc. möglichst zu befreien, rührt man sie in zerkleinertem Zustande in einem Becherglase mit Schwefelsäure von 1,4 spez. Gewicht um, läßt etwas stehen, schöpft dann die oben aufschwimmende gereinigte Kohle mit einem Löffel ab, wäscht sie gut aus und trocknet sie.*)

*) A. a. O.

III. Unterſuchung der Rauchgaſe.

a. Der Orſatſche Apparat.

Von R. Weinlig wurde im Auftrage der Kommiſſion des Magdeburger Vereins für Dampfkeſſelbetrieb zur Unterſuchung der Feuergaſe der Orſat'ſche Apparat mit denjenigen Abänderungen und Verbeſſerungen empfohlen, welche auf Grund der Vorverſuche von Alberti und Hempel an demſelben angebracht worden ſind. Namentlich wurde auch Glizerin ſtatt Waſſer als Sperr- und Maaßflüſſigkeit eingeführt und konzentrirtere Reagentien hergeſtellt.*)

Die Einrichtung des zum Analiſiren der Feuergaſe dienenden Orſat'ſchen Apparates erhellt aus beiſtehender Figur.

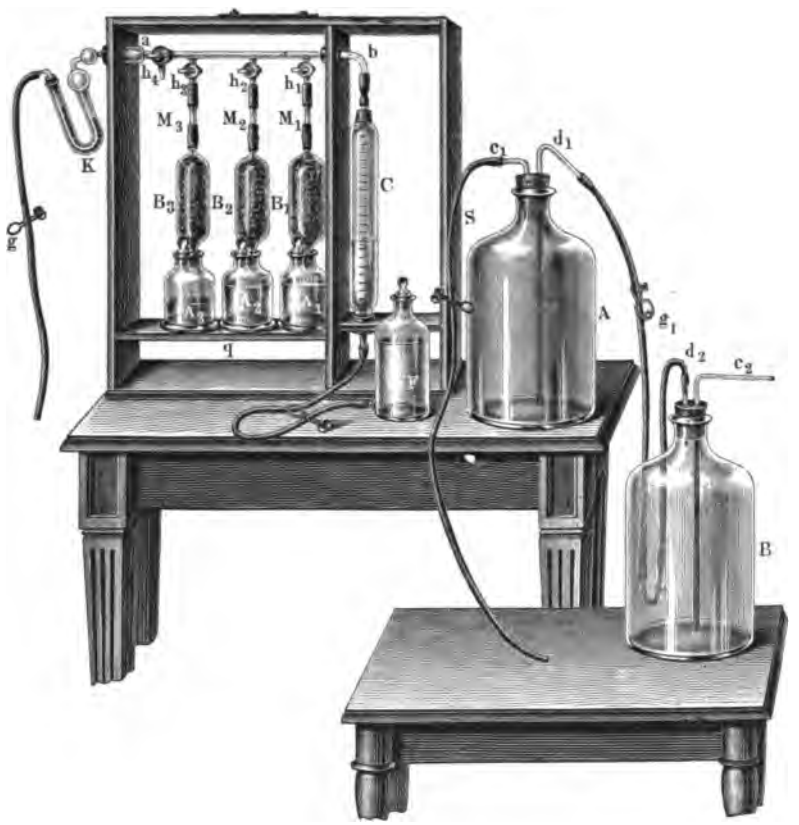


Fig. 1.

*) Jahresbericht für Zuckerfabrikation, Bd. 18, S. 236 ff.

Flasche A_1 ist mit konzentrirter Natronlauge, A_2 mit einer Lösung von Pirogallussäure in Natronlauge (50 g im Liter) und A_3 schließlich mit einer möglichst konzentrirten Lösung von Kupferchlorür in Salzsäure gefüllt. Die Gefäße B_1, B_2 und B_3 dienen zur Absorption der Kohlensäure, des Sauerstoffs und des Kohlenoxidgases. Alle sind mit Kohks gefüllt, einem Material, welches der Absorptionsflüssigkeit die größte Oberfläche bietet. In der Flasche F befindet sich Glizerin, eine Flüssigkeit, welche weder Kohlensäure noch Kohlenoxidgas aufnimmt. Das in halbe Kubikzentimeter eingetheilte Rohr C ist so eingerichtet, daß es einschließlich des hohlen Raumes, welcher durch die Glasröhre a b bedingt ist, am Theilstrich 100 genau 100 cbcm faßt. Dieses Rohr verbindet durch einen Kautschukschlauch, welcher mittelst eines Quetschhahns verschließbar ist, mit der Flasche F. Das Glasrohr a b ist mit 4 Hähnen versehen, bezeichnet in der Figur h_1, h_2, h_3 und h_4. Hahn Nr. 4 ist ein Dreiweghahn und läßt sich mittelst desselben:

1) das Glasrohr a b luftdicht verschließen;
2) die Verbindung des Glasrohres mit der Luft vermitteln;
3) die Verbindung des Apparates mit den Feuergasen herstellen, indem man den Gummischlauch g zu den Gasen des Schornsteines leitet.

Will man mit dem Apparat arbeiten, so muß man sich denselben zunächst einstellen, was in folgender Weise geschieht: Man verschließt die Hähne h_1, h_2 und h_3, bringt dann den Dreiweghahn in diejenige Stellung, daß der Apparat mit der Luft in Verbindung steht, öffnet hierauf den Quetschhahn g, entfernt den Stöpsel von der Flasche F und hebt letztere in die Höhe. Es füllt sich hierdurch das Rohr C mit dem in der Flasche F befindlichen Glizerin. Ist dieses geschehen, so verschließt man das Glasrohr a b mittelst des Dreiweghahnes, öffnet alsdann den Hahn h_1 und entfernt den Stöpsel von der Flasche A_1. Oeffnet man nun den Quetschhahn g und senkt die Flasche F, so muß das im Rohr C befindliche Glizerin wieder in die Flasche wandern. In demselben Maaße aber, wie das Glizerin fällt, steigt die Natronlauge in dem Absorptionsgefäß A_1 in die Höhe. Ist dieselbe bis zur Marke M_1 gekommen, so schließt man den Hahn h_1.

Zur Vorsicht beobachte man stets die steigende Flüssigkeit, da sonst leicht etwas von der Natronlauge in das Glasrohr a b gelangt, und wodurch Analisenfehler entstehen würden. Das pirogallussaure Natron und die Kupferlösung werden in derselben Weise bis zu den Marken M_2 und M_3 gehoben. Die ganze hier umständlich beschriebene Arbeit läßt sich bei einiger Uebung in 1 bis 2 Minuten ausführen.

Mit dem so vorgerichteten Apparat analisirt man die Feuergase in folgender Weise. Man dreht den Hahn h_4 so, daß das Rohr a b mit den Gasen des Schornsteines in Verbindung steht, füllt hierauf das Rohr C mit Glizerin, senkt alsdann die Flasche F und öffnet den Quetschhahn g. Es fließt nun das Glizerin in die Flasche zurück und der Apparat füllt sich mit Gas. Würde man letzteres sofort untersuchen, so erhielte man falsche Zahlen, da das Gasrohr sowohl wie der Gummischlauch vorher mit Luft angefüllt waren. Man verdrängt deshalb das Gas dadurch, daß man das Glizerin wieder in das Rohr treten läßt. Nach 3 bis 4maligem Wiederhohlen dieser Arbeit erhält man dann ein Gas, welches gleichbedeutend mit den Feuergasen ist. Der Apparat ist so eingerichtet, daß genau 100 cbcm Gas zur Analise gelangen, wenn der untere Rand der Flüssigkeitsfläche auf dem Theilstrich 100 steht. Bei diesem sowohl als dem späteren Ablesen ist dafür Sorge zu tragen, daß die Oberflächen der Flüssigkeiten in der Flasche F und im Rohr C gleiche Höhe haben, beide also unter dem Drucke der atmosphärischen Luft stehen. Jetzt schließt man das Rohr a b, öffnet den Hahn h_1 und treibt das Glizerin wiederum in das Meßrohr. Es sinkt dadurch die Natronlauge, und das Absorptionsgefäß A_1 füllt sich mit dem Gasgemisch. Nach Verlauf von ungefähr einer Minute senkt man die Flasche F und hebt dadurch die Natronlauge, welche man abermals bis zur Marke M_1 steigen läßt. Da die Natronlauge die Kohlensäure absorbirt, so läßt sich durch einfaches Ablesen an dem Rohr C ermitteln, wie viel Volumprozente Kohlensäure im Gas enthalten waren. Um zu prüfen, ob auch sämmtliche Kohlensäure von der Natronlauge absorbirt worden ist, wiederholt man diese Operation und sieht zu, ob man beim zweiten Ablesen dieselbe Zahl erhält.

Das pirogallussaure Natron dient zur Absorption des Sauerstoffes, und die Kupferlösung zu derjenigen des Kohlenoxidgases. Letztere beiden Gase werden so bestimmt, wie die Kohlensäure. Was zurückbleibt ist Stickstoff. Da die Bestimmung des in den Feuergasen enthaltenen Wasserdampfes mit zu großen Schwierigkeiten verknüpft ist, für die Beurtheilung einer Feuerungsanlage außerdem nur die Kenntniß von der Zusammensetzung der wasserfreien Gase von Wichtigkeit ist, so analisirt man am besten vorher getrocknete Gase. An dem Apparat befindet sich deshalb unmittelbar am Glasrohr a b ein mit Chlorkalzium gefülltes Rohr K, welches die zu analisirenden Gase vor ihrem Eintritt durchstreichen müssen. Bekanntlich nimmt dieses Salz Wasser auf. Verschiedene direkte Versuche haben ergeben, daß die Gase während der Analise nicht zu berücksichtigende

Mengen von Wasserdampf aufnehmen. Der verbleibende Stickstoff enthielt niemals über 1 mg Wasser, obgleich die Gase absichtlich lange mit den Absorptionsflüssigkeiten in Berührung gelassen waren.

Um gute Durchschnittsproben analisiren zu können, richtet man sich zweckmäßig Sammelflaschen ein, deren Konstruktion aus der Figur zu ersehen ist.

Die Flasche A ist bis an den Rand mit Glizerin gefüllt und mit einem doppelt durchbohrten Gummikork verschlossen. Das rechtwinklig gebogene Röhrchen c_1 reicht nicht ganz bis zu der Flüssigkeit und ist mit einem Gummischlauch versehen, der dazu bestimmt ist, die Verbindung mit den Feuergasen herzustellen. Das Rohr d_1 reicht bis auf den Boden der Flasche. Oeffnet man jetzt den Schraubenquetschhahn g_1 und verdünnt die Luft in der Flasche B durch ein einmaliges Aufsaugen mit dem Mund an dem Röhrchen c_2, so läuft das Glizerin von selbst aus der Flasche A in die Flasche B, und A wird hierdurch mit den Feuergasen gefüllt. B hat dieselbe Einrichtung wie die Flasche A. Die zuerst aufgefangenen Gase analisirt man am besten nicht, weil im Schlauch und im Zuleitungsrohr nach dem Schornstein noch Luft enthalten war. Man verdrängt das Gas einfach dadurch, daß man die beiden Flaschen ihre Plätze wechseln läßt, wodurch das in B übergetretene Glizerin wieder in die Flasche A wandert und auf diese Weise das Gas austreibt. Jetzt ist man sicher, daß im Schlauch sowohl, wie im Zuleitungsrohr nur Feuerungsgase enthalten sind, und man füllt auf die oben beschriebene Weise die Flasche A vollständig mit den Gasen. Der Quetschhahn g_1 ist mit einer Schraube versehen, wodurch sich das Ausfließen des Glizerins reguliren läßt. Man kann sich demnach nach Belieben eine Durchschnittsprobe von einer Viertel- oder auch von mehreren Stunden verschaffen. Hat sich die Flasche A mit Gas gefüllt, so verschließt man dieselbe mittelst des Quetschhahns, welcher sich an dem Gummischlauch S befindet. Zur Analise der Durchschnittsprobe verbindet man S mit dem Röhrchen a b, stellt die Flasche B etwas erhöht, öffnet die Quetschhähne, bringt den Dreiweghahn in diejenige Stellung, daß der Apparat mit der Flasche A in Verbindung steht und füllt das Rohr C in bekannter Weise mit Gas. Die zuerst eingetretenen Gase treibt man nochmals aus. Dies geschieht dadurch, daß man durch den Dreiweghahn die Verbindung des Glasrohrs a b mit der Luft herstellt — wodurch gleichzeitig das Gas in der Flasche A abgeschlossen wird — und das Glizerin aus der Flasche F in das Rohr C treibt.

Da das Gas unter Druck eintritt, so wird nochmals darauf aufmerksam gemacht, daß nur dann genau 100 cbcm Gas zur Analise gelangen, wenn nach Verschluß des Rohrs a b die Oberflächen der kommunizirenden Flüssig-

keiten der Flaſche F und dem Rohre C mit dem Theilſtrich 100 in gleicher Höhe ſtehen. Hat man im Anfang etwas zu viel Gas eingeſaugt, ſo treibt man den Ueberſchuß wieder in die Flaſche A.

Der Apparat iſt leicht zu handhaben und liefert ſelbſt in der Hand eines Laien in kurzer Zeit ſichere Analiſen.

In Bezug auf die Verwerthung der Analiſe zur Ermittelung der Anfangstemperatur im Feuerherde wird auf Formel 8 S. 39 des 6. Heftes der techniſchen und gewerblichen Mittheilungen des Magdeburger Vereins für Dampfkeſſelbetrieb verwieſen. Der Luftüberſchuß, auf den es in der Regel hauptſächlich ankommt, berechnet ſich aus der Formel

$$n = \frac{21}{21 - 79 \frac{\text{Sauerſtoff}}{\text{Stickſtoff}}}$$

worin für Sauerſtoff und Stickſtoff die aus der Analiſe gefundenen Volumprozente zu ſetzen ſind.

b. Die Bunte'ſche Bürette.

Die in Figur 2 abgebildete Bürette zur techniſchen Unterſuchung von Gasgemengen unterſcheidet ſich von dem Orſat'ſchen Apparat vorzüglich dadurch, daß die zur Abſorption einzelner Gemengtheile des Gaſes verwendeten Reagentien raſch und vollſtändig und ohne Gasverluſt ſich aus derſelben entfernen laſſen, ſodaß eine faſt beliebige Zahl von flüſſigen Abſorptionsmitteln nacheinander auf eine Gasprobe zur Einwirkung gelangen können. Ferner kann das in der Bürette eingeſchloſſene Gas in einfacher Weiſe vor und nach jeder Abſorption unter gleiche Druckverhältniſſe gebracht werden.

Fig. 2.

Die Gasbürette A beſteht aus einem getheilten, oben und unten durch Hähne a und b geſchloſſenem Glasrohr mit einem Trichteraufſatz t. Der Raum zwiſchen den beiden Hähnen faßt etwas mehr als 100 cc und iſt in Kubikzentimeter bis 40 und Bruchtheile derſelben getheilt. Der Theilſtrich 40 befindet ſich unter dem Hahn a, wo das Rohr ſich erweitert, einige Zentimeter

über dem Hahn b ist der Nullpunkt der Theilung. Der Trichter t trägt eine Marke m und faßt bis dorthin etwa 25 cc. Der untere Hahn b ist ein einfach durchbohrter Verschlußhahn. Der Hahn a besitzt außer der Querbohrung noch eine zweite von der Seite herein, durch die Axe auslaufende Bohrung, durch welche das Innere der Bürette oder der Trichter abwechselnd mit der Atmosphäre oder einem über die Spitze des Hahnes a geschobenen Kautschukschlauche in Verbindung gesetzt werden kann. Da die Bürette vornehmlich für Untersuchung von Verbrennungsgasen bestimmt ist, bei welchen der nicht absorbirte Gasrückstand mindestens 60% ausmacht, so ist der untere größere Theil derselben, an welchem die Ablesungen erfolgen, verengt, um die Theilstriche weiter auseinander zu rücken. Die Bürette wird durch eine an einem eisernen Halter befestigte federnde Klammer in senkrechter Stellung gehalten.

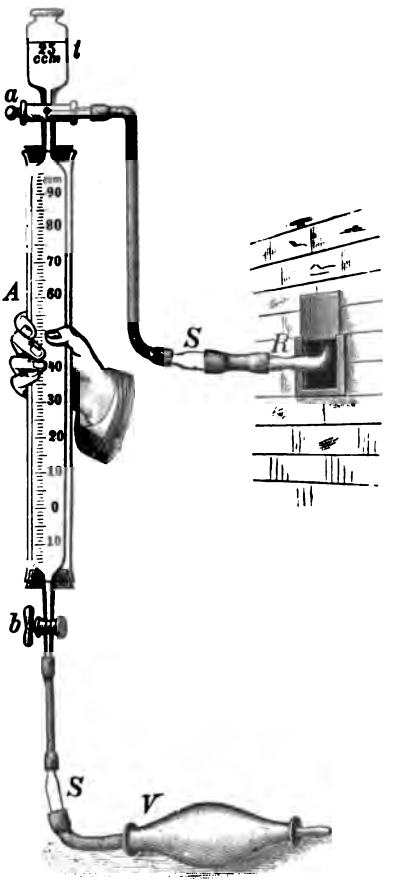


Fig. 3.

Um die Bürette mit Gas zu füllen, stellt man (s. Figur 3) den Dreiweghahn a so, daß die Bohrung mit dem Meßraume der Bürette A in Verbindung steht und gießt Wasser in den Trichteraufsatz. Alsdann verbindet man die Bürette durch einen Kautschukschlauch, der über die Spitze des Dreiweghahns geschoben wird und Schlauchglasverbindung S mit dem zum Gasbehälter oder Rauchgaskanal führenden Rohr R. Mit der unteren Spitze der Bürette verbindet man eine Kautschukpumpe V oder einen Aspirator und saugt bei geöffnetem Hahn b so lange Gas durch die Bürette, bis die anfänglich vorhandene Luft vollständig durch das zu prüfende Gas verdrängt ist. Man dreht die Hähne b und a um 90 Grad; das Wasser des Trichteraufsatzes bewirkt alsdann den vollkommenen Abschluß des Gases nach oben. Die Spitze des Dreiweghahns wird mit Kautschukschlauch und Glasstäbchen geschlossen.

Um das unter beliebigem Druck eingeschlossene Gasvolumen auf 100 cc und unter bekanntem Druck zu bringen, läßt man aus einem hochstehenden Gefäße B (Figur 2) in der gezeichneten Anordnung Wasser von unten in die Bürette treten bis zum Nullpunkt, indem man selbstverständlich Sorge trägt, daß das Kautschukrohr vor der Verbindung mit der Bürette sich vollständig mit Wasser füllt. Setzt man nun, nachdem b geschlossen, durch eine Drehung des Hahnes a das Innere der Bürette mit dem mit Wasser gefüllten Trichter t in Verbindung, so entweicht ein Theil des Gases in Blasen, bis der eingeschlossene Rest unter dem Druck der Atmosphäre und einer Wassersäule von einigen Zentimetern steht. Das im Trichteraufsatz t befindliche Wasser wird kapillar in dem Verbindungsrohre mit der Hahnbohrung festgehalten, und bleibt über dem in der Bürette eingeschlossenen Gase stehen, ohne daß Wasser eindringen oder mehr Gas entweichen kann. In derselben Weise kann bei jedem beliebigen Stand der Flüssigkeit im Meßgefäß das eingeschlossene Gas unter gleiche Druckverhältnisse (Atmosphärendruck und einige Zentimeter Wassersäule), gebracht werden. Bei der üblichen Angabe der Versuchsresultate in Prozenten des Gesammtvolumens ist eine Berichtigung für den Druck, der vor jeder Ablesung gleichgemacht wird, nicht nöthig.

Zur Ausführung einer Analise muß zunächst Platz für das Absorptionsmittel in der Bürette geschaffen werden. Man saugt zu diesem Zweck mittelst der Flasche C, deren längeres Rohr durch den Kautschukschlauch mit der unteren Spitze der Bürette verbunden wird, während man den am seitlichen Rohr befindlichen Schlauch in den Mund nimmt, das Wasser bis auf einen geringen Rest aus der Bürette, schließt den Hahn b und nimmt die Flasche C ab. Das Absorptionsmittel wird in eine Porzellanschale gegossen und die untere Spitze der Bürette unter den Flüssigkeitsspiegel getaucht. Oeffnet man nun den Hahn b, so wird das flüssige Absorptionsmittel eingesaugt. Die untere Spitze der Bürette ist so eng, daß dieselbe bis an die äußerste Grenze stets mit Flüssigkeit gefüllt bleibt, es gelangt demnach mit dem Absorptionsmittel bei der beschriebenen Handhabung keine Spur Luft in die Bürette.

Nachdem der Hahn b wieder geschlossen ist, wird zur Beschleunigung der Absorption die Bürette horizontal gelegt oder besser geschüttelt. Man faßt zu diesem Zweck die Bürette am Trichteraufsatz, dessen Oeffnung man mit dem Ballen der Hand verschließt, und bewegt die Bürette nach ihrer Längsrichtung heftig hin und her.

Um einer vollständigen Absorption des Gemengtheiles durch das angewendete Reagens sicher zu sein, läßt man nach dem Umschütteln in oben beschriebener Weise abermals Absorptionsflüssigkeit eintreten und wiederholt

diese Arbeit, bis der Stand der Flüssigkeit im Meßrohre derselbe bleibt. Vor der Ablesung setzt man durch Drehen des Hahnes a das Meßrohr mit dem Wasser im Trichter t in Verbindung; es fließt Wasser ein, bis sich der frühere Druck wieder hergestellt hat, nöthigenfalls wird der Trichter mit Wasser bis zur Marke aufgefüllt. Die Ablesung ergiebt direkt den Prozentgehalt des untersuchten Gases an dem absorbirten Bestandtheil.

Die zur Anwendung gelangenden Absorptionsmittel sind die gleichen wie beim Orsat'schen Apparat, also Kalilauge für Kohlensäure, pirogallussaures Kali für Sauerstoff und salzsaure oder ammoniakalische Kupferchlorürlösung für Kohlenoxid; doch muß namentlich für letztere Bestimmung die etwa anhaftenden Mengen von Kalilauge oder Pirogallussäure aus der Bürette durch öfteres Spülen mit Wasser sorgfältig entfernt werden. Man saugt zu diesem Zweck das pirogallussaure Kali mittelst der Flasche C bis auf wenige Tropfen ab; öffnet man alsdann den Hahn a, so strömt Wasser aus dem gefüllten Trichter in die Meßröhre und spült die Wände derselben vollständig ab; man schließt dann a und saugt das Waschwasser wieder ab; wiederholt man dies einige Male, so ist das Absorptionsmittel vollständig entfernt.

Zur Anwendung der mit diesen Apparaten erzielten Versuchsergebnisse zur Berechnung der Wärmeverluste werden später (im zweiten Buche) einige Beispiele angeführt werden, welche die Berechnung der Nutzwirkung der Feuerungsanlagen überhaupt betreffen und dabei die Verluste durch die Essengase besonders berücksichtigen.

IV. Ueber Heizung mit flüssigen Brennmaterialien

sind schon seit Jahren vielfache Versuche angestellt worden, welche jedoch erst in neuester Zeit zu praktischen verwerthbaren Ergebnissen geführt haben. Wenngleich die Zahl der Oertlichkeiten, an denen eine derartige Heizung mit gutem Erfolg stattfinden kann, eine beschränkte ist, so mögen doch einige Angaben darüber hier Platz finden.

Die überhaupt zur Verwendung gelangenden flüssigen Heizstoffe sind Kohlenwasserstoffe und bestehen der Hauptsache nach aus den Rückständen der Petroleumdestillation beziehungsweise derjenigen der Universalschmieröle (russisch Astatki) und allenfalls noch den sogenannten Rohkreosotölen der Paraffinolfabriken. Diese flüssigen Kohlenwasserstoffe müssen in möglichst feiner Vertheilung in den Feuerungsraum des Kessels geführt werden, und dieses geschieht mittelst eines Zerstäubers, Forsunka genannt, bei dem die Zertheilung der Kohlenwasserstoffe durch einen Dampf- oder Luftstrom erfolgt.

Die entsprechenden Einrichtungen sind für Theer- und Petroleumfeuerung dieselben, über das Stadium der Versuche längst hinaus und finden vielfach und meist da, wo Kohle theuer, Petroleum aber billig ist, eine zufriedenstellende praktische Anwendung. Die Vorrichtungen sind sehr einfache, können an jedem Dampfkessel leicht und mit verhältnißmäßig geringen Kosten angebracht werden, arbeiten sicher und erfordern keine stetige Ueberwachung.

Die Zerstäubungsapparate fördern gleichzeitig die nöthige Verbrennungsluft. Durch richtige Einstellung dieser Vorrichtungen wird eine vollständige Verbrennung des Petroleums herbeigeführt und jede Rußbildung durchaus vermieden. Nach den gemachten Erfahrungen rechnet man, daß 1 Liter = 0,82 k russische Petroleumrückstände (Naphta) etwa 9500 nutzbare W. E. entwickelt und daß dabei 1 qm Kesselheizfläche 15 000 W. E. in nutzbarer Verdampfung aufnimmt. Je nach Größe der Kessel werden ein oder zwei Zerstäuber angebracht. Die zur Verwendung kommenden Petroleumrückstände kommen aus einem eigens dafür vorzusehenden Behälter, welcher in mäßig warmem Raum aufzustellen ist. Das abgehende Petroleum geht durch ein Reinigungssieb, dann durch einen kleinen mit Dampf geheizten Vorwärmer, und von diesem direkt in den Zerstäuber, welcher schon mit $^1/_{10}$ Atm. Dampfdruck zu voller Thätigkeit gelangt. Ueberhaupt soll Dampf von höchstens $^3/_{10}$ Atm. Ueberdruck zu diesem Zweck verwendet werden. Da wo der Petroleumbehälter genügend warm steht, kann der Vorwärmer wegfallen. Der Zerstäuber wird einfach in die Feuerthür oder in eine an deren Stelle angebrachte Luftdüse eingesetzt, welche Schieber zur Regulirung des Luftzutrittes hat und diese Vorrichtungen kosten einschl. zweier Ventile und eines Siebtopfes mit zwei Sieben, aber ohne Vorwärmer, 75 Mark. Der Vorwärmer selbst kostet ebenfalls 75 Mark. Im Feuerungsraum des Kessels hat beim Betriebe dieser Feuerung nichts weiter zu geschehen, als daß der Rost mit feuerfesten Steinen und allenfalls einer Schlackenschicht derart abgedeckt wird, daß an dieser Stelle Luft nicht mehr eintreten kann. Die nöthigen schmiedeeisernen Rohre für die Dampfzuleitung haben 10—13 mm, die für die Petroleumzuleitung 40 mm Durchmesser.

Die in solcher Weise in Betrieb befindlichen Feuerungsanlagen haben sich bisher vorzüglich bewährt und Betriebsstörungen sind nie eingetreten, einer Wartung bedürfen sie so gut wie gar nicht. Die Anbringung aller Vorrichtungen kann, wenn sie in der Fabrik vorhanden, in einigen Stunden fertig sein,*) daher jedenfalls für dringende Fälle gute Hülfe leisten.

*) Nach Mittheilungen von J. Görtz (Deutsche Zuckerindustrie 1889, Nr. 27, 1. Beilage) werden derartige Anlagen von Schäffer & Walker in Berlin SW ausgeführt, auch Prospekte mitgetheilt und weitere Auskunft ertheilt.

Bezüglich des Anzündens einer solchen Feuerung ist noch zu erwähnen, daß der Zuführung des Brennstoffs diejenige des Dampfes vorangehen muß, hingegen muß beim Verlöschen erst der Brennstoffzufluß abgestellt werden, und darauf erst der Dampf, da sonst leicht explosionsfähige Gase aus dem Brennstoff in Berührung mit den heißen Kesselwandungen bei Luftzutritt auftreten könnten.

Der beschriebene Zerstäuber ermöglicht, daß sofort eine breite Flamme entsteht, und daß die Bildung der für die Kesselwandungen so schädlichen Stichflamme vermieden wird. Es ist nothwendig, die Luftzuführung so zu leiten, daß auch rings um den ganzen Flammenkegel, kaum bis auf ein Drittel der Flamme, eine Luftschicht vorhanden ist, welche zur Aufnahme der direkten Wärme dient, da sonst durch die hohe Verbrennungswärme der flüssigen Kohlenwasserstoffe die Kesselwandungen zu sehr angegriffen würden. Bei den jetzt gebräuchlichen Apparaten werden mit gleichen Gewichten Kohle und flüssigen Heizstoffen verdampft 4 : 7, das heißt, wenn durch Steinkohle eine 8fache Verdampfung erzielt wird, so giebt Oel etwa 13,7—14fache Verdampfung; es hat sich im Mittel von vielen genau angeführten Versuchen eine Verdampfung von 13,75 k Wasser durch 1 k Oel ergeben. Bei der Schätzung des einen oder anderen Brennstoffes darf aber nicht nur das absolute Verdampfungsvermögen in Betracht gezogen werden, sondern auch die Wärmemenge, welche nutzbar gemacht werden kann und welche bei flüssigen Brennstoffen verhältnißmäßig viel höher ist. Denn es ist bei richtig eingerichteter und gut arbeitender Feuerung mit flüssigen Stoffen kein Luftüberschuß nothwendig und es entweichen aus dem Schornstein nur reine Verbrennungsgase, kein Rauch und keinerlei unausgenützte Verbrennungsluft. Es erhöht sich bei Verwendung von flüssigen Heizmaterialien auch der Nutzeffekt des Kessels selbst; während derselbe bei Steinkohlenfeuerung etwa nur 50 % des theoretischen Werthes beträgt, erreicht derselbe bei Feuerung mit flüssigen Stoffen etwa 80 %; es ist mithin hierdurch die Möglichkeit gegeben, bei einer bestehenden Kesselanlage, welche dem gesteigerten Dampfverbrauch bei Heizung mittelst Kohlen nicht genügt, ohne Neuanlage von Kesseln nur durch den Uebergang zu flüßigen Heizstoffen die Dampferzeugung um mehr als die Hälfte zu erhöhen.

Die Kosten der flüssigen Heizmaterialien stellen sich nun etwa folgendermaßen: in Baku kosten die Rückstände der Petroleumdestillation etwa 4 — 5 Mark die Tonne oder die 100 k etwa 50 Pfg., die in Deutschland etwa in Betracht kommenden Oele, als rohes Kreosotöl,

Gastheer ꝛc. sind mit etwa 2—3 Mark für 100 k zu bewerthen. Im Vergleich mit anderen Brennmaterialien ergaben sich bei vergleichenden Versuchen folgende Verhältnisse:

Es wurden verbraucht:

erdige Braunkohle	Steinkohle	Kreosotöl	Gastheer
800	338	298	230

die Brennmaterialien kosten:

3,6 Mark	6,93 Mark	5,96 Mark	6,90 Mark.

Diese Zahlen zeigen, daß, abgesehen von Fällen dringender Aushülfe, in denen es auf die Kosten des Brennstoffes nicht ankommt, selbstverständlich diejenigen Fabriken, welche erdige Braunkohlen zur Verfügung haben, auf kein anderes Heizmaterial übergehen werden, hingegen kann es für andere von den Braunkohlengruben entferntere Fabriken, bei denen die Frachtverhältnisse in Betracht zu ziehen sind, vielleicht vortheilhafter sein, zur Heizung mit flüssigen Materialien überzugehen, namentlich wenn man bei sonst gleichen Unkosten die große Annehmlichkeit der Verwendung der flüssigen Heizmaterialien in Betracht zieht. Letztere ermöglichen Ersparung an Heizern, gestatten eine ganz gleichmäßige leicht zu regelnde Heizung, liefern mithin stetigen Druck im Kessel bei gleichmäßiger Dampfentnahme, geben keinen Rauch und keine Flugasche, und ergeben, wie erwähnt, eine bessere Ausnutzung der vorhandenen Kesselanlage.

V. Eigenschaften des Dampfes.

Die Wirkung der Wärme ist im Allgemeinen zweifacher Art: erstens werden die Körper durch Wärmezunahme ausgedehnt, durch Wärmeabnahme zusammengezogen (das Wasser nur bei Temperaturen über + 4°, von dem Verhalten unterhalb dieser Temperatur soll hier nicht die Rede sein) und zweitens wird ihr (Aggregat-) Zustand durch die Wärme verändert. Feste Körper werden durch Erhitzen flüssig, flüssige werden dampfförmig.

Den Uebergang eines Körpers aus dem festen in den flüssigen Zustand nennt man *Schmelzen*. Zum Schmelzen eines Körpers ist die Herstellung eines bestimmten Temperaturgrades erforderlich. Diesen Grad nennt man den *Schmelzpunkt*, er ist für die verschiedenen Körper verschieden, für dieselben Körper aber stets der gleiche.

Beispielsweise schmilzt Schmiedeeisen bei 1600°, Gußeisen bei 1200°, Kupfer bei 1050°, Blei bei 325°, Zinn bei 220°, Schwefel bei 111°, Talg bei 40°, Eis bei 0°, Quecksilber bei — 39°.

Wenn ein Körper den Schmelzpunkt erreicht hat, so muß, um ihn zum Schmelzen zu bringen, noch eine weitere Menge Wärme zugeführt werden, welche seine Temperatur aber *nicht* erhöht, sondern ihn in Flüssigkeit von

derſelben Temperatur verwandelt, und welche während des Flüſſigwerdens verſchluckt oder latent wird. Dieſe Wärme nennt man die Schmelzwärme. Dieſe Erſcheinung kann wie folgt erkannt werden.

1 k Waſſer von 0° (nicht Eis) mit 1 k Waſſer von 80° gemiſcht, giebt in runder Zahl 2 k Waſſer von der mittleren Temperatur, alſo von 40°.

Dagegen liefert 1 k Eis (oder Schnee) von 0° mit 1 k Waſſer von 80° gemiſcht, 2 k Waſſer von 0°.

Es wird alſo bei dieſer Verflüſſigung des einen Kilogrammes Eis (feſten Waſſers) ſoviel Wärme verſchluckt, gebunden oder latent, oder am Thermometer nicht bemerkbar, wie genügt haben würde, um 2 k flüſſiges Waſſer von 0° auf 40° oder 1 k von 0° auf 80° zu erwärmen. Es ſind dies, nach der Begriffsbeſtimmung S. 2 80 W. E. oder Kalorien. D. h. alſo es wird von 1 k Eis von 0° beim Uebergang in den flüſſigen Zuſtand (beim Schmelzen) zu Waſſer von ebenfalls 0° eine Wärmemenge (Schmelzwärme) verſchluckt oder gebunden (latent), welche 80 W. E. oder Kalorien (c) beträgt.

(In ähnlicher Weiſe wird auch Wärme gebunden, wenn der Uebergang des feſten in den flüſſigen Zuſtand nicht durch Schmelzen, ſondern durch Auflöſen, geſchieht.)

Dieſe gebundene Wärme iſt nicht verſchwunden, ſondern in dem flüſſigen Körper, zu deſſen Natur ſie gehört, weiterhin enthalten, und bleibt, wenn auch augenblicklich nicht fühlbar, in demſelben, ſo daß, wenn der flüſſige Körper wieder feſt wird, erſtarrt, dieſelbe wieder frei wird und nun gemeſſen werden kann.

Die zweite Veränderung des Körperzuſtandes iſt der Uebergang der flüſſigen Körper in gas- oder dampfförmige, wobei ebenfalls eine Bindung von Wärme — der Dampfwärme — ſtattfindet.

Das Allgemeine dieſes Vorgangs iſt bereits zu Anfang (S. 2 ff.) erwähnt worden. Der Uebergang der Flüſſigkeit in Dampf — im beſonderen der des uns beſchäftigenden Waſſers in Waſſerdampf — findet entweder nur an der Oberfläche der Flüſſigkeit ſtatt und heißt dann Verdunſtung, welche bei jeder Temperatur vor ſich geht, oder es geſchieht im Innern der Flüſſigkeit und heißt dann Sieden oder Kochen (Verdampfung). Dieſe findet nur bei einer beſtimmten Temperatur, nämlich dem ſogenannten Siedepunkt, ſtatt und dieſe iſt abhängig einerſeits von der Natur der Flüſſigkeit, andererſeits von dem auf der Oberfläche derſelben laſtenden Drucke.

Außer der Erwärmung bis zum Siedepunkte iſt zum Sieden (ebenſo auch beim Verdunſten) noch eine gewiſſe Wärmemenge erforderlich, welche zur Veränderung des (Aggregat-) Zuſtandes verbraucht wird, und welche

von dem siedenden (wie auch von dem verdampfenden) Körper verschluckt, gebunden wird; diese Wärme ist die Dampfwärme oder die latente Wärme und entspricht der beim Schmelzen der flüssigen Körper gebundenen Wärme (s. oben).

Der Siedepunkt beträgt beispielsweise für Zink 930°, Schwefel 450°, Queckfilber 360°, Schwefelsäure 325°, Waſſer 100°, Alkohol 78°, Aether 35°.

Beim Sieden (Kochen, Verdampfen) bildet sich der Dampf im Innern, entweicht in Bläschen oder Dampfblasen und verursacht das Aufwallen der Flüssigkeit. Hierzu muß der Dampf eine gewisse Spannung haben. Darunter versteht man den Druck, welchen der Dampf vermöge seiner Ausdehnbarkeit, d. h. vermöge der lebendigen Kraft seiner Theilchen auf seine Umgebung, sowie in sich selbst ausübt.

Die Spannung des Dampfes ist beim Sieden gleich dem äußern Drucke, welcher bei offenen Gefäßen der Druck der Atmosphäre ist, wie er durch die Höhe der Queckfilbersäule im Barometer gemessen wird und zwar versteht man unter einer Atmosphäre Druck denjenigen, welcher einem Queckfilberstand von 760 mm entspricht.

Bei geschlossenen Gefäßen steigt die Spannung mit der Temperatur und beträgt beispielsweise für Waſſerdampf rund

bei	100°	1	Atmosphäre,
„	120°	2	Atmosphären,
„	135°	3	„
„	185°	4	„
„	200°	16	„

Wird der auf dem Waſſer lastende Druck vermindert, indem man etwa den Raum über dem Waſſer im geschlossenen Gefäße mit einer Luftpumpe in Verbindung setzt und mehr und mehr „luftleer" macht, so sinkt die Spannung des Dampfes und damit der Siedepunkt; es beträgt beispielsweise beim

Siedepunkt	100°	die Dampfspannung	760	mm	Queckfilber,
„	99°	„ „	733	„	„
„	90°	„ „	525	„	„
„	60°	„ „	149	„	„
„	50°	„ „	92	„	„

Die weiter unten folgende Tafel (S. 36, 37) enthält die betreffenden Ziffern für Temperaturen von 0 bis + 180°.

Das beim Verdampfen stattfindende Verschlucken oder Binden von Wärme kann man nicht in derselben einfachen Weise anschaulich machen, wie die entsprechende Erscheinung beim Schmelzen des Eises, wohl aber in folgender Art:

Man bringt in einem Gefäße, welches die freie Ableitung des Dampfes gestattet, Wasser auf 100° und dann zum Sieden; man wird, um von hier ab 1 k (= 1 Liter) Wasser in Dampf zu verwandeln, die Erhitzung weiter fortsetzen und eine verhältnißmäßig große Menge Wärme auf das siedende Wasser übertragen müssen, ohne daß dieses oder der entweichende Dampf eine höhere Temperatur als 100° annimmt.

Läßt man den Dampf mittelst einer Röhre oder Schlange durch Wasser von 0° gehen, so daß er seine Wärme an dieses abgeben kann, so kann man 5,37 k dieses kalten Wassers auf 100° erhitzen, während zugleich der Dampf wieder zu 1 k Wasser von 100° verdichtet wird.

Es werden sonach aus dem einen Kilo Dampf soviel W. E. oder Kalorien frei, wie zur Erwärmung von 537 k Wasser um 1° (s. S. 3) erforderlich sind, während die 100 Kalorien eigner Wärme, welche zur Erhitzung des 1 k Wassers auf 100° nöthig waren, noch im kondensirten Wasser vorhanden bleiben. Das Kilo Dampf hat also 537 Kalorien durch seine Kondensation zu Wasser von 100° frei abgegeben; man könnte damit ebensowohl, statt 5,37 k Wasser um 100°, die doppelte Menge um die Hälfte, 10,74 k um 50°, erhitzen u. s. w. Diese Wärmemenge ist natürlich dieselbe, welche bei der Bildung von 1 k Dampf von 100° aus Wasser von 100° aufgenommen (gebunden oder verschluckt, latent) wurde, die Dampfwärme, die bei der Kondensation des Dampfes zu Wasser von 100° wieder frei und fühlbar geworden ist.

Der Wärme-Gehalt des Dampfes bei 100° beträgt an Eigen- oder Flüssigkeitswärme 100° und an gebundener oder Dampfwärme 537°, zusammen 637° C. oder W. E. Gesammtwärme. Dampf von niedrigerer Temperatur und Spannung hat weniger Eigen-, aber dagegen höhere Dampfwärme, der Dampf von höherer Temperatur dagegen mehr Eigen- und weniger Dampfwärme. Es beträgt z. B. die Dampfwärme für Dampf von 90° 90 + 544 = 634° C. Die Gesammtwärme des Dampfes ist für technische Anwendung in den betreffenden Grenzen hinreichend genau als feststehend, d. h. bei allen Temperaturen als 637 W. E. anzunehmen.

Bei allen Verdampfungen durch Dampf wird nur die Dampfwärme, nicht die Eigenwärme des Dampfes benützt, da sie, ohne daß eine Abkühlung des Erhitzungsmittels vorkommt, 5,37 mal so viel beträgt als die Eigenwärme und also viel größere Wirkungen hervorzubringen im Stande ist. Mit Dampf von 100° aus 1 k Wasser vermag man nach dem Gesagten zwar 5,37 k Wasser auf 100° zu erhitzen, aber doch nur wieder 1 k Wasser von 100° in Dampf zu verwandeln, weil nämlich hierzu ebensoviel Wärme verschluckt werden muß, wie jenes 1 k Dampf enthielt. Es kann also nicht mehr

Dampf erzeugt werden, als gleichzeitig verdichtet wird, und läßt man durch ein unter dem Waſſer geöffnetes Rohr Dampf in das Waſſer ſtrömen, ſo wird dieſes zunächſt zum Sieden gebracht, während ſich der Dampf verdichtet und ſeine gebundene Wärme frei wird. Bei weiterem Einſtrömen wird dann durch die Dampfbildung genau ebenſoviel Wärme verbraucht, wie durch die Verdichtung zu Waſſer von 100° frei wird, d. h. es kann keine Verminderung des verdampfenden Waſſers auf dieſem Wege ſtattfinden, da das verdampfte Waſſer ſtets durch die gleiche Menge erſetzt wird, d. h. in anderen Worten, der Dampf ſtrömt unverändert durch das Waſſer von 100° hindurch, in welchem er ſich nicht verdichten kann.

Anders bei im Waſſer geſchloſſener Schlange, d. h. in dem Falle, wo das aus dem Heizdampf ſich verdichtende Waſſer nicht in das verdampfende Waſſer gelangen kann, ſondern aus dem heraustretenden Ende der Schlange abfließt. Hier giebt der ſich verdichtende Dampf ſtets ſeine Dampfwärme an das Waſſer ab, welches im Maße der Dampfbildung ſich vermindert, weil das Heizdampfwaſſer nicht vom Waſſer aufgenommen wird.

Bei Dampf von anderer Temperatur, als 100° findet folgendes ſtatt: Hat derſelbe beiſpielsweiſe 145° (etwa 4 Atm. Spannung), ſo ſind:

145 W. E. frei und
492 W. E. gebunden
637 W. E.

und es werden bei der Verdichtung zu Waſſer von 100° 637—100 oder wie bei jedem anderen Dampfe*) 537 W. E. frei. Die Wirkung auf Waſſer von 100° iſt alſo ganz dieſelbe, wie bei Dampf von niederer Spannung, nur iſt die Wirkung raſcher, weil in Folge des größeren Wärmeunterſchiedes mehr Wärme in derſelben Zeit übertritt. Es findet alſo hierbei keine Dampferſparniß oder vermehrte Verdampfung ſtatt, dieſe geſchieht nur ſchneller. Aehnliches geſchieht, wenn man bei Dampf von 100° oder darunter den Druck über dem verdampfenden Waſſer verändert; dadurch erniedrigt ſich deſſen Siedepunkt, der größere Temperaturunterſchied beſchleunigt den Uebertritt der Wärme, aber die aus dem Dampfe aufgenommene verſchluckte Wärme und mithin die gebildete Dampfmenge bleibt dieſelbe.

Mit niedrigerer Dampftemperatur (des weniger als 1 Atm. Spannung beſitzenden Dampfes) kann man alſo verdampfen, wenn der Druck auf dem zu verdampfenden Waſſer vermindert wird, aber Wärme kann dadurch nicht geſpart werden, ebenſowenig wie bei Anwendung höher geſpannten heißeren Dampfes.

*) Techniſch hinreichend genau, ſiehe S. 31.

Endlich mag noch erwähnt werden, daß der vom Dampf eingenommene Raum (das Volum des Dampfes) im umgekehrten Verhältniß zum Druck oder zur Spannung des Dampfes steht, d. h. also daß ein Kubikmeter Dampf von gewöhnlicher (1 Atm.) Spannung bei 2 Atm. $^1/_2$ Kubikmeter, bei 4 Atm. $^1/_4$ Kubikmeter, dagegen bei $^1/_2$ Atm. 2 Kubikmeter, bei $^1/_{10}$ Atm. 10 Kubikmeter Raum einnimmt. Dieses Verhältniß, welches bei Luft das gleiche ist, erklärt die Täuschung, welche leicht vorkommt, wenn Wasser bei niedriger Spannung verkocht und seine Menge trotz der großen entwickelten Dampf-Raummenge nur wenig abnimmt.

In abgerundeten Zahlen wiegt bei 1 Atm. Spannung:

1 Kubikmeter Dampf 0,6059 k oder nahe 0,6 k,

1 Kubikmeter Wasser 1000 k,

1 k Dampf nimmt den Raum von $\frac{1}{0{,}6} = 1{,}7$ Kubikmeter ein,

1 k Wasser = 1 Liter = 0,001 Kubikmeter,

1 Liter Wasser = 1 k liefert (bei gewöhnlicher Spannung = 1 Atm.)
1 k = 1,7 Kubikmeter = 1700 Liter Dampf.

Der vom Dampf bei dieser Spannung eingenommene Raum ist also gleich dem 1700fachen des Wassers; bei

$^1/_2$ Atm. vergrößert sich der Raum auf das Doppelte oder auf 3400 Liter, bei

$^1/_{10}$ Atm. auf 17000 Liter.

Dagegen vermindert sich der Raum bei

2 Atm. auf 850 Liter, bei

10 Atm. auf 170 Liter.

Durch diese Zahlen soll nur der eine Umstand, die Spannungsveränderung und ihre Wirkung anschaulich gemacht werden. In Wirklichkeit aber kommt hier noch eine Anzahl anderer Einwirkungen zur Geltung, so daß die Veränderungen des vom Dampfe eingenommenen Raumes sich nicht so einfach darstellen, so zwar, daß sie sich nicht auf theoretischem Wege berechnen lassen, sondern durch Versuche bestimmt worden sind. Die angegebenen einfachen Verhältnisse genügen zum allgemeinen Verständniß die technischen Vorkommnisse, für genauere Berechnungen müßten die noch folgenden Ergebnisse der betreffenden Versuche zu Grunde gelegt werden.

Nachstehende Tabelle enthält die Spannungen p für gesättigten Wasserdampf in Atmosphären, die dazugehörigen Temperaturen t nach Celsius, die entsprechenden spezifischen Volumina v (d. i. die Anzahl der Kubikmeter Dampf, welche aus 1 k Wasser erhalten wird) und die Gewichte G von 1 Kubikmeter Dampf.

p	t	v	G	p	t	v	G
0,072	40	20,347	0,0492	3,5	140,4	0,538	1,859
0,125	51	11,971	0,0835	4	145	0,476	2,101
0,25	66	6,114	0,1636	4,5	149,1	0,428	2,339
0,50	82	3,206	0,3119	5	153,3	0,389	2,574
0,75	92	2,224	0,4496	6	160	0,328	3,044
1,00	100	1,696	0,5896	7	166,5	0,286	3,494
1,25	106,6	1,381	0,7239	8	172,1	0,254	3,941
1,50	112,4	1,169	0,8554	9	177,4	0,228	4,381
1,75	117,1	1,014	0,9832	10	182	0,208	4,817
2	121,5	0,896	1,1165	11	186	0,190	5,256
2,25	125,5	0,806	1,2329	12	190	0,176	5,683
2,5	128,8	0,732	1,3664	13	193,7	0,164	6,107
2,75	132,1	0,671	1,4906	14	197,2	0,153	6,527
3	135	0,619	1,6145	15	200,2	0,144	6,944

VI. Neuere Annahmen für den Atmoſphärendruck.

Es iſt oben angegeben worden, daß man unter dem Druck der Atmoſphäre denjenigen verſteht, welcher einer Queckſilberſäule von 760 mm Höhe das Gleichgewicht hält. Dieſer ſogenannte mittlere oder normale Atmoſphärendruck liegt den vorhergehenden Tabellen zu Grunde. Bei dieſem Drucke ſiedet das Waſſer bei 100° C., d. h. die Anzeige des Thermometers in unter dieſem Luftdruck ſiedendem Waſſer iſt eben mit 100° bezeichnet worden.

Berechnet man nun das Gewicht, welches hierbei auf einem Quadratzentimeter der Waſſeroberfläche laſtet, ſo findet man dasſelbe gleich dem von 76 cbcm Queckſilber oder = 1,033 k. Dieſes Gewicht iſt von 1 k ſo wenig verſchieden, daß man neuerdings dahin übereingekommen iſt, ſtatt der Queckſilberſäule von 760 mm den Atmoſphärendruck als gleich dem Druck von 1 k auf 1 qcm anzunehmen. Dieſe Annahme entſpricht einem Barometerſtand von nicht 760, ſondern von 735,5 mm, und das ſiedende Waſſer zeigt hierbei nicht 100°, ſondern 99,09° C. Trotz dieſer Abweichungen bietet aber für manche Berechnungen die Annahme von 1 Atmoſphäre = 1 k auf 1 qcm vielerlei Bequemlichkeiten. So z. B. berechnet ſich der Druck auf die Wand eines Keſſels bei 5 Atmoſphären Druck ſehr einfach zu 5 . 10,000 = 50,000 k.

Neuerdings sind auch die meisten Dampfdruckmeßgeräthe auf Grund der neuen Atmosphäreneinheit bezeichnet und tragen dann die Aufschrift „Kilogramm pro Quadratzentimeter", welche Angabe bei solcher Grundlage stets ausdrücklich zu machen ist.

Es ergeben sich natürlich dann für die entsprechenden Verhältnisse des Dampfes Aweichungen von den Zahlen der älteren Tabellen, sowie die Möglichkeit von mancherlei Irrthümern und Verwechselungen. Wir führen die Spannungen, Siedepunkte und sonstigen Dampfverhältnisse beider Annahmen in folgenden Tabellen, unter Beziehnung der bezüglichen Normal-Druck-Annahme, auf.

2. Tabelle der Siedepunkte des Wassers bei verschiedenen Spannungen. Ausgedrückt in Kilo auf 1 qcm (1 Atm. = 1 k auf 1 qcm).

Dampfspannung k pro qcm	Siedepunkt Cels.	Dampfspannung k pro qcm	Siedepunkt Cels.	Dampfspannung k pro qcm	Siedepunkt Cels.
0,1	45,58	1,6	112,70	7,5	166,82
0,2	59,76	1,7	114,54	8,0	169,49
0,3	68,42	1,8	116,29	8,5	171,98
0,4	75,47	1,9	117,97	9,0	174,38
0,5	80,90	2,0	119,57	9,5	176,68
0,6	85,48	2,5	126,73	10,0	178,89
0,7	89,47	3,0	132,80	10,5	181,01
0,8	93,00	3,5	138,10	11,0	183,05
0,9	96,19	4,0	142,82	11,5	185,03
1,0	99,09	4,5	147,09	12,0	186,94
1,1	101,76	5,0	150,99	12,5	188,78
1,2	104,24	5,5	154,59	13,0	190,57
1,3	106,55	6,0	157,94	13,5	192,31
1,4	108,72	6,5	161,08	14,0	194,00
1,5	110,76	7,0	164,03	14,5	195,64

Bemerkung. Die in dieser Tabelle angegebenen Dampfspannungen sind nicht mit den Manometerangaben zu verwechseln, da die Manometer in der Regel den Ueberdruck des Dampfes über den der Atmosphäre anzeigen. Ist z. B. letzterer 4 Atmosphären, so wäre die wirkliche Spannung bei 0° und 73,55 cm Barometerstand 5 Atmosphären, also der entsprechende Siedepunkt 150,99° Celsius.

3. Tabelle über die Spannung des gesättigten Wasserdampfes von 0° bis 180° Cels. unter Annahme von 1 Atm. = 760 mm Queckſilber.

(Zu Seite 30.)

Temper. des Dampf. in Grad. C.	Spannung des Dampfes		Temper. des Dampf. in Grad. C.	Spannung des Dampfes	
	in Millimeter Queckſilberſäule abſ. Druck.	in Atmoſph. abſolut.		in Millimeter Queckſilberſäule abſ. Druck.	in Atmoſph. abſolut.
0	4,60	0,006	44	67,79	0,089
1	4,94	0,006	45	71,39	0,093
2	5,30	0,007	46	75,15	0,098
3	5,68	0,007	47	79,09	0,104
4	6,09	0,008	48	83,20	0,109
5	6,53	0,008	49	87,49	0,115
6	6,99	0,009	50	91,98	0,121
7	7,49	0,009	51	96,66	0,127
8	8,01	0,010	52	101,54	0,133
9	8,57	0,011	53	106,63	0,140
10	9,16	0,012	54	111,94	0,147
11	9,79	0,012	55	117,47	0,154
12	10,45	0,013	56	123,24	0,162
13	11,16	0,014	57	129,25	0,170
14	11,90	0,015	58	135,50	0,178
15	12,69	0,016	59	142,01	0,186
16	13,53	0,017	60	148,79	0,195
17	14,42	0,019	61	155,83	0,205
18	15,35	0,020	62	163,17	0,214
19	16,34	0,021	63	170,79	0,224
20	17,39	0,022	64	178,71	0,235
21	18,49	0,024	65	186,94	0,246
22	19,65	0,025	66	195,49	0,257
23	20,88	0,027	67	204,37	0,268
24	22,18	0,029	68	213,59	0,281
25	23,55	0,031	69	223,16	0,293
26	24,98	0,032	70	233,09	0,306
27	26,50	0,034	71	243,39	0,320
28	28,10	0,037	72	254,07	0,334
29	29,78	0,039	73	265,14	0,348
30	31,54	0,041	74	276,62	0,364
31	33,40	0,044	75	288,51	0,379
32	35,35	0,046	76	300,83	0,395
33	37,41	0,049	77	313,60	0,412
34	39,56	0,052	78	326,81	0,430
35	41,82	0,055	79	340,48	0,448
36	44,20	0,058	80	354,64	0,466
37	46,69	0,061	81	369,28	0,485
38	49,30	0,064	82	384,43	0,505
39	52,03	0,068	83	400,10	0,526
40	54,90	0,072	84	416,29	0,547
41	57,91	0,076	85	433,04	0,569
42	61,05	0,080	86	450,34	0,592
43	64,34	0,084	87	468,22	0,616

Temper. des Dampf. in Grad. C.	Spannung des Dampfes		Temper. des Dampf. in Grad. C.	Spannung des Dampfes	
	in Millimeter Queckſilberſäule abſ. Druck.	in Atmoſph. abſolut.		in Millimeter Queckſilberſäule abſ. Druck.	in Atmoſph. abſolut.
88	486,68	0,640	102	861,1	
89	505,75	0,665	104	875,4	
90	525,45	0,691	106	938,5	
91	545,77	0,718	108	1003	
92	566,75	0,745	110	1075	1,5
93	598,40	0,774	115	1269	
94	610,74	0,803	120	1401	2,0
95	633,77	0,833	135	2354	3,0
96	657,53	0,865	145	3326	4,0
97	682,02	0,897	160	4652	6,0
98	707,28	0,930	170	5962	8,0
99	733,30	0,964	180	7546	10,0
100	760,00	1,000			

4. Haupttabelle für gesättigte Wasserdämpfe nach Zeuner.*)

(1 Atm. = 760 mm Queckſilber.)

Spannung in		Temp. in Graden Celſ.	Flüſſigkeits-wärme	Innere Verdampfgs.-od. latente Wärme	Aeußere Verdampfgs.-wärme	Spezifiſches Gewicht, d. h. Gewicht eines Kubikmeters in Kilogramm
Atmoſph.	Kilogr. auf 1 □cm		(q)	(ϱ)	(A p u)	
0,1	0,10334	46,2	46,3	538,8	35,5	0,0687
0,2	0,20668	60,5	60,6	527,6	36,8	0,1326
0,3	0,31002	69,9	69,7	520,4	37,6	0,1945
0,4	0,41336	76,3	76,5	515,1	38,2	0,2553
0,5	0,51670	81,7	82,0	510,8	39,6	0,3153
0,6	0,62004	86,3	86,7	507,1	39,0	0,3744
0,7	0,72338	90,3	90,7	504,0	39,4	0,4330
0,8	0,82672	93,9	94,3	501,1	39,7	0,4910
0,9	0,93006	97,1	97,5	498,6	40,0	0,5487
1,0	1,03340	100,0	100,5	496,3	40,2	0,6059
1,1	1,13674	102,7	103,2	494,2	40,4	0,6628
1,2	1,24008	105,2	105,7	492,2	40,6	0,7194
1,3	1,34342	107,5	108,1	490,4	40,8	0,7757
1,4	1,44672	109,7	110,3	488,6	41,0	0,8317
1,5	1,55010	111,7	112,4	487,0	41,1	0,8874
1,6	1,65344	113,7	114,4	485,5	41,3	0,9430
1,7	1,75678	115,5	116,3	484,0	41,5	0,9983
1,8	1,86012	117,3	118,1	482,6	41,6	1,0534
1,9	1,96346	119,0	119,8	481,3	41,7	1,1084
2,0	2,06680	120,6	121,4	480,0	41,9	1,1631
2,1	2,17014	122,1	123,0	478,8	42,0	1,2177
2,2	2,27348	123,6	124,5	477,6	42,1	1,2721
2,3	2,37682	125,1	126,0	476,5	42,2	1,3264
2,4	2,48016	126,5	127,4	475,4	42,3	1,3805
2,5	2,58350	127,8	128,7	474,3	42,4	1,4345
2,6	2,68684	129,1	130,1	473,3	42,5	1,4883
2,7	2,79018	130,3	131,3	472,3	42,6	1,5420
2,8	2,89352	131,6	132,6	471,3	42,7	1,5956
2,9	2,99686	132,8	133,8	470,4	42,8	1,6490
3,0	3,10020	133,9	135,0	469,5	42,9	1,7024
3,1	3,20354	135,0	136,1	468,6	43,0	1,7556
3,2	3,30688	136,1	137,2	467,7	43,0	1,8088
3,3	3,41022	137,2	138,3	466,9	43,1	1,8618
3,4	3,51356	138,2	139,4	466,1	43,2	1,9147

*) Die geſammte im Dampfe vorhandene Wärme iſt = q + ϱ + A p u.

Spannung in		Temp. in Graden Celf.	Flüſſigkeits-wärme	Innere Verdampfgs.-od. latente Wärme	Aeußere Verdampfgs.-wärme	Spezifiſches Gewicht, d. h. Gewicht eines Kubikmeters in Kilogramm
Atmoſph.	Kilogr. auf 1 □cm		(q)	(ϱ)	(A p u)	
3,5	3,61690	139,2	140,4	465,3	43,3	1,9676
3,6	3,72024	140,2	141,4	464,5	43,3	2,0203
3,7	3,82358	141,2	142,4	463,7	43,4	2,0729
3,8	3,92692	142,1	143,4	463,0	43,5	2,1255
3,9	4,03026	143,1	144,4	462,2	43,5	2,1780
4,0	4,13360	144,0	145,2	461,5	43,6	2,2303
4,1	4,23695	144,9	146,2	460,8	43,7	2,2826
4,2	4,34028	145,8	147,1	460,1	43,7	2,3349
4,3	4,24362	146,6	148,0	459,4	43,8	2,3871
4,4	4,54696	147,5	148,9	458,8	43,8	2,4391
4,5	4,65030	148,3	149,7	458,1	43,9	2,4911
4,6	4,75364	149,1	150,5	457,5	43,9	2,5430
4,7	4,85698	149,9	151,4	456,8	44,0	2,5949
4,8	4,96032	150,7	152,2	456,2	44,1	2,6467
4,9	5,06366	151,5	153,0	455,6	44,1	2,6984
5,0	5,16700	152,2	153,7	455,0	44,2	2,7500
5,1	5,27034	153,0	154,5	454,4	44,2	2,8016
5,2	5,37368	153,7	155,3	453,8	44,3	2,8531
5,3	5,47702	154,4	156,0	453,2	44,3	2,9046
5,4	5,58036	155,1	156,7	452,7	44,4	2,9560
5,5	5,68370	155,8	157,5	452,1	44,4	3,0073
5,6	5,78704	156,5	158,2	451,6	44,5	3,0586
5,7	5,89038	157,2	158,9	451,0	44,5	3,1098
5,8	5,99372	157,9	159,9	450,5	44,6	3,1610
5,9	6,09706	158,6	160,3	450,0	44,6	3,2122
6,0	6,20040	159,2	160,9	449,5	44,7	3,2632

5. Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe nach Fliegner, unter Annahme von 1 Atm. = 1 Kilo auf 1 qcm.

Dampfspannung		Temperatur t in Graden Cels.	Flüssigkeitswärme	Innere latente Wärme	Aeußere latente Wärme	Spez. Volumen v in Kubikmetern pro 1 k	γ Gewicht von 1 qm Dampf in k
P in Atmosphär. = 1 k pro 1 qcm	in Millimeter Quecksilbersäule		q	ϱ	A p u		
0,1	73,55	45,58	45,65	539,63	35,12	14,8914	0,0672
0,2	147,10	59,76	59,89	528,35	36,49	7,7364	0,1293
0,3	220,65	68,74	68,93	521,18	37,36	5,2808	0,1894
0,4	294,20	75,47	75,71	515,81	38,00	4,0289	0,2482
0,5	367,76	80,90	81,19	511,48	38,51	3,2666	0,3061
0,6	441,31	85,48	85,82	507,83	38,93	2,7520	0,3634
0,7	514,86	89,47	89,84	504,66	39,29	2,3806	0,4201
0,8	588,41	93,00	93,43	501,85	39,59	2,0994	0,4763
0,9	661,96	96,19	96,64	499,34	39,86	1,8789	0,5322
1,0	735,51	99,09	99,58	497,05	40,10	1,7012	0,5878
1,1	809,06	101,76	102,28	494,90	40,36	1,5565	0,6425
1,2	882,61	104,24	104,79	492,93	40,57	1,4343	0,6972
1,3	956,16	106,55	107,14	491,10	40,76	1,3304	0,7516
1,4	1029,7	108,72	109,34	489,38	40,94	1,2410	0,8058
1,5	1103,3	110,76	111,42	487,76	41,11	1,1631	0,8598
1,6	1176,8	112,70	113,38	486,22	41,27	1,0947	0,9135
1,7	1250,4	114,54	115,25	484,76	41,42	1,0341	0,9671
1,8	1323,9	116,29	117,03	483,38	41,56	0,9800	1,0204
1,9	1397,5	117,97	118,84	481,96	41,69	0,9313	1,0738
2,0	1471,0	119,57	120,37	480,78	41,82	0,8877	1,1265
2,5	1838,8	126,73	127,66	475,11	42,38	0,7198	1,3892
3,0	2206,5	132,80	133,85	470,30	42,85	0,6066	1,6487
3,5	2574,3	138,10	139,27	466,11	43,24	0,5248	1,9055
4,0	2942,0	142,82	144,10	462,38	43,58	0,4630	2,1600
4,5	3309,8	147,09	148,48	459,00	43,88	0,4145	2,4127
5,0	3677,6	150,99	152,48	455,92	44,16	0,3754	2,6636
5,5	4045,3	154,59	156,18	453,07	44,40	0,3433	2,9130
6,0	4413,0	157,94	159,63	450,42	44,63	0,3164	3,1610
6,5	4780,8	161,08	162,85	447,95	44,83	0,2934	3,4078
7,0	5148,6	164,03	165,89	445,62	45,02	0,2737	3,6535
7,5	5516,3	166,82	168,76	443,41	45,20	0,2565	3,8979
8,0	5884,1	169,46	171,49	441,32	45,37	0,2415	4,1416
8,5	6251,8	171,98	174,09	439,33	45,53	0,2281	4,3842
9,0	6619,6	174,38	176,58	437,43	45,67	0,2162	4,6258
9,5	6987,4	176,68	178,96	435,62	45,81	0,2055	4,8668

Dampfspannung		Temperatur t in Graden Cels.	Flüssigkeitswärme	Innere latente Wärme	Aeußere latente Wärme	Spez. Volumen v in Kubikmetern pro 1 k	γ Gewicht von 1 qm Dampf in k
P in Atmosphär. = 1 k pro 1 qcm	in Millimeter Quecksilbersäule		q	ϱ	A p u		
10,0	7355,1	178,89	181,24	433,87	45,95	0,1958	5,1073
10,5	7722,9	181,01	183,44	432,19	46,07	0,1870	5,3463
11,0	8090,6	183,05	185,56	430,58	46,19	0,1791	5,5850
11,5	8458,4	185,03	187,61	429,02	46,31	0,1717	5,8232
12,0	8826,1	186,94	189,59	427,51	46,42	0,1650	6,0606
12,5	9193,9	188,78	191,51	426,05	46,52	0,1588	6,2975
13,0	9561,6	190,57	193,38	424,63	46,62	0,1531	6,5335
13,5	9929,4	192,31	195,18	423,25	46,72	0,1477	6,7692
14,0	10297,1	194,00	196,94	421,92	46,81	0,1428	7,0044
15,0	11032,7	197,24	200,32	419,35	46,99	0,1338	7,4732

Zweites Buch.

Die Erzeugung des Dampfes.

I. Verschiedene Systeme der Feuerungen.

Nur die zur Erzeugung von Wasserdampf dienenden Feuerungen sollen hier abgehandelt werden.

Die Dampferzeugung geschieht in geschlossenen metallenen Gefäßen, welche theilweise mit Wasser gefüllt sind und Dampfkessel heißen.

Das Wasser wird in den Dampfkesseln durch äußere Zuführung von Wärme in Dampf verwandelt. Zu dieser Erwärmung benutzt man die bei demjenigen chemischen Vorgange frei werdende Wärme, welcher Verbrennung im engeren Sinne heißt, von welcher im Vorhergehenden die Rede gewesen ist.

Um wirthschaftlich, d. h. möglichst vortheilhaft zu heizen, nämlich: um aus den Brennstoffen die größtmögliche Wärmemenge zu gewinnen, müssen die Brennmaterialien zunächst zu möglichst vollkommener und auch vollständiger Verbrennung gebracht werden. Um aber eine vollkommene Verbrennung eines Brennstoffs zu erreichen, müssen folgende Bedingungen erfüllt werden:

1. Es muß die zur Entzündung, d. h. zur Einleitung der Verbrennung erforderliche Temperatur vorhanden sein. Diese, die sogenannte Entzündungstemperatur, liegt für die verschiedenen brennbaren Körper verschieden hoch; für Kohle je nach ihrer Dichtigkeit und Entstehungstemperatur 360° bis 800° und für Wasserstoff und seine Verbindungen mit Kohlenstoff noch höher, bis 1300°. Die letzteren Körper aber sind es gerade, welche wir als Brennmaterialien anwenden.

2. Es muß auch die zur vollständigen Verbrennung nothwendige Menge Sauerstoff vorhanden sein oder dem Brennstoffe ununterbrochen zugeführt werden.

3. Es muß auch eine unmittelbare Berührung des Sauerstoffs mit den Brennstofftheilchen stattfinden oder herbeigeführt werden und

4. es müſſen die entſtehenden Verbrennungsprodukte und zwar ebenſowohl die gasförmigen als auch die feſten Rückſtände womöglich ſtetig entfernt werden, damit neue Sauerſtofftheile ungehindert zu den noch nicht verbrannten Brennſtofftheilchen treten und ihre Verbrennung bewirken können.

Was nun die erſte vorſtehender Bedingungen anlangt, ſo iſt dieſelbe leicht zu erfüllen. Bei einmal eingeleiteter und fortſchreitender Verbrennung findet eine ununterbrochene Entbindung von Wärme ſtatt, die man dem brennenden Körper nur nicht durch vorzeitige Entziehung zu rauben braucht, um die Temperatur auf der nothwendigen Höhe zu erhalten. Ebenſo kann, bezüglich der zweiten Bedingung, die Zuführung der genügenden Menge von Sauerſtoff, d. h. von atmoſphäriſcher Luft leicht bewirkt werden entweder auf natürlichen oder auf künſtlichen Wege.

Schwieriger aber iſt die Erfüllung der dritten Bedingung, nämlich die unmittelbare Berührung der zugeführten Sauerſtofftheilchen mit allen Theilchen des Brennſtoffs, wie aus folgender Betrachtung hervorgeht.

Könnte man den feſten Brennſtoff in einer ſehr feinen Vertheilung, d. h. in Staub- oder Pulverform zur Anwendung bringen, ſo müßte doch immer noch vorausgeſetzt werden, daß ſich die einzelnen Theilchen frei ſchwebend in der Luft befinden, damit eine unmittelbare Berührung derſelben mit den Brennſtofftheilchen eintreten könnte. Da nun aber Beides, ſelbſt wenn es ausführbar wäre, wiederum andere Uebelſtände herbeiführen würde, ſo müſſen die Brennſtoffe vielmehr eine gewiſſe Stück-Größe haben, einmal, damit ſie von dem natürlichen Luftzuge nicht unverbrannt fortgeriſſen werden und zweitens, damit ſie ſich ſo locker aufſchichten laſſen, daß die Luft durch die freien Räume zwiſchen den einzelnen Stücken leicht hindurch ſtreichen und zunächſt wenigſtens mit der Oberfläche der Brennſtoffſtücke in unmittelbare Berührung kommen kann.

Nun können die Brennſtoffſtücke aber auch nicht in der Schwebe erhalten werden — obwohl dies für den ungebinderten, von unten ſtattfindenden Luftzutritt behufs inniger Berührung allerdings am beſten ſein würde — und daher muß das Brennmaterial durch Unterſtützung von unten getragen werden, alſo eine Auflagefläche haben. Dies gilt für feſte Brennſtoffe; bei flüſſigen oder gasförmigen iſt die Bedingung in der oben angedeuteten Weiſe leicht zu erfüllen und es wird in der That in dieſem Falle in ſolcher Weiſe die Verbrennung bewirkt (ſ. o.).

Da die gasförmigen Verbrennungsprodukte bei ihrer hohen Temperatur nur ein geringes ſpezifiſches Gewicht beſitzen, haben ſie das Beſtreben, in der ſie umgebenden Luft aufzuſteigen, wodurch ſie der von unten nachſtrömenden friſchen Luft Platz machen. Hierdurch wird zwar die Berührung

des Brennstoffs mit dem von unten zutretenden Sauerstoff begünstigt, dieselbe kann aber doch immer nur eine mangelhafte sein, da die Luft bei ihrem Durchzuge durch die Zwischenräume zwischen den Brennstoffstücken nur ihre seitliche Außenfläche bestreichen kann und durch die stützende Auflagefläche gehindert ist, an ihre untere Fläche zu gelangen, während sie durch den aufsteigenden Strom der Verbrennungsprodukte mit fortgerissen, auch nicht mit der oberen Fläche in Berührung treten kann. Indem so nicht jedes Theilchen des festen Brennmaterialstückes Sauerstoff aufnehmen und dadurch zur Verbrennung gelangen kann, so würde die vollständige Verbrennung sehr schwierig sein und viel Zeit erfordern, wenn sie nicht durch die in der Hitze vor der Verbrennung erfolgende Zersetzung der Brennstoffe (mit Ausnahme des Kohks und mancher Anthrazite) unter Bildung gasförmiger Produkte sehr begünstigt würde. Bei der gegenseitigen Durchbringung der Luft mit den brennbaren Gasen verbrennen letztere unter Flammenbildung. Kann sich hierbei die Flamme frei entwickeln, d. h. wird die zur vollkommenen Verbrennung der brennbaren Theile, nothwendige hohe Temperatur der Flamme nicht durch Abkühlung, sei es durch kalte feste Körper oder durch kalte Luft verhindert, so findet eine vollkommene Verbrennung statt, im andern Falle aber entsteht Rauch und Ruß, welche nachträglich in den gewöhnlichen Feuerungen gar nicht mehr zur Verbrennung zu bringen sind und Verluste bereiten.

Wenn es endlich auch praktisch möglich ist, die vierte Bedingung zu erfüllen, d. h. die brennenden Stücke, von welchen die gasförmigen Verbrennungsprodukte ohne unser Zuthun, d. h. durch den natürlichen Luftzug von selbst abziehen, auch mechanisch von den festen Rückständen freizulegen (Asche), so ist dies doch nur unter Herbeiführung von neuen unvermeidlichen Uebelständen erreichbar, die allerdings weniger bedeutend sind, wenn die Menge der festen Rückstände in dem verwendeten Brennstoff meist nur gering ist.

Hieraus dürfte nun wohl zur Genüge hervorgehen, daß es in der Praxis fast unmöglich ist, alle obige Bedingungen ganz zu erfüllen und man sich damit wird begnügen müssen, für ein bestimmtes Brennmaterial sich eine, alle Umstände für den gegebenen Fall möglichst berücksichtigende Feuerungs-Anlage zu schaffen und dieselbe aber auch vernünftig zu benutzen, wobei die Erfahrung stets unsere beste Lehrmeisterin bleiben wird.

Daß es beispielsweise nie ausreichen wird, nur genau diejenige Luftmenge zur Feuerung zuzuführen, welche zur vollkommenen Verbrennung des Brennmaterials theoretisch eben genügt, ist leicht einzusehen; denn bei einer nur dünnen Brennstoffschicht hat die hindurchstreichende Luft weder

Zeit noch Gelegenheit, allen Sauerstoff an den Brennstoff treten zu lassen; bei einer dicken Schicht, wo wirklich aller Sauerstoff an den Kohlenstoff treten und eine vollkommene Verbrennung eines Theiles desselben bewirken kann, wird die gebildete Kohlensäure beim Durchgange durch die darüber befindliche Schicht von glühenden Kohlen, wie die Erfahrung lehrt, wieder ganz oder theilweise zu Kohlenoxid reduzirt. Findet dieses Kohlenoxid auf seinem Wege nicht wieder freien Sauerstoff, während es noch eine Temperatur besitzt, welche gleich oder höher als seine Entzündungstemperatur ist, um wieder zu Kohlensäure verbrennen zu können, so entweicht es als unbenutztes Brennmaterial durch den Schornstein und führt Verlust herbei.

Führt man sehr viel mehr Luft zu dem Brennmaterial als zur vollkommenen Verbrennung gerade hinreicht, so kann man zwar eine annähernd vollkommene Verbrennung erreichen, es geht dann aber ein Bedeutendes von der Heizwirkung verloren weil eine sehr große Luftmenge unnütz erhitzt werden muß, wodurch viel Wärme verbraucht wird, abgesehen selbst davon, daß auch die Temperatur der Heizgase überhaupt nicht auf die Höhe gebracht werden kann, welche für ihren Heizwerth gerade günstig ist. Der Verlust ist dann ein doppelter, weil Heizgase von niedriger Temperatur nicht nur weniger wirksam sind, sondern auch eine große Menge von Wärme mit der, durch den Luftüberschuß vergrößerten Menge der Heizgase durch den Schornstein entweicht.

Hierdurch erklärt es sich auch, daß der Heiz-Effekt bei einer theilweise unvollkommenen Verbrennung größer sein kann, als bei vollkommener Verbrennung, da die letztere oft nur durch einen sehr großen Luft-Ueberschuß erzielt werden kann.

Die Erfahrung hat nun gelehrt, daß, um ein Brennmaterial in unseren Feuerungen vollkommen zur Verbrennung zu bringen, man demselben das $1^1/_2$ bis Zweifache derjenigen Luftmenge zuführen muß, welche theoretisch zu seiner Verbrennung nothwendig ist. Diejenigen Brennstoffe, welche wir in unseren Feuerungen zu Heizzwecken verwenden, sind*) feste Körper, und sowohl nach ihren physikalischen Eigenschaften wie auch hinsichtlich ihrer chemischen Zusammensetzung mannichfach verschieden. Sie lassen sich, je nachdem sie bei der trockenen Destillation, d. i. bei Erhitzung ohne Luftzutritt viel oder nur wenig oder keine Gase abscheiden, eintheilen in gasreiche und gasarme Brennstoffe.

Holz, Torf, Braun- und Steinkohlen sowie die landwirthschaftlichen und gewerblichen Abfälle sind gasreiche, Anthrazit, Kohks und Holzkohlen sind gasarme Brennstoffe. Letztere, die gasarmen Brennstoffe, können

*) Es sind hier und in der Folge die S. 25 erwähnten flüssigen Brennstoffe nicht berücksichtigt.

unmittelbar zur Verbrennung gebracht werden, ſind aber um ſo ſchwieriger zu entzünden und zu verbrennen, je dichter, d. h. je ſpezifiſch ſchwerer ſie ſind.

Die Verbrennung der gasreichen Brennſtoffe erfolgt ſtets indirekt. Bei ihrer Erhitzung zerſetzen ſie ſich zunächſt in gasförmige, flüſſige und feſte Körper. Die gasförmigen (Waſſerſtoff und Kohlenwaſſerſtoffe), ſowie die flüſſigen, welche bei der Temperatur jedoch Dampfform annehmen (Theerdämpfe), kommen an der Luft leicht zu vollkommener Verbrennung, ſobald die Bedingungen dazu vorhanden ſind; ſie erwärmen den brennenden Körper durch Strahlung und Leitung und veranlaſſen, daß auch das feſte Zerſetzungsprodukt, die Kohle, zu vollkommener Verbrennung gelangen kann, indem nur das Unverbrennliche darin, die Aſche, als Rückſtand verbleibt.

Auf dieſer prinzipiellen Verſchiedenheit der Brennſtoffe ſind die beiden Haupt-Siſteme aller unſerer Feuerungen begründet, nämlich

a) direkte Feuerung, auch Roſtfeuerung und

b) indirekte, auch Gasfeuerung genannt.

Bei der erſteren werden die Brennſtoffe auf einer Unterlage, dem Roſte, unmittelbar dort zur Verbrennung gebracht, wo man die dadurch entſtehende Wärme gebraucht.

Bei der zweiten findet eine örtliche Trennung der beiden Vorgänge ſtatt, indem die Vergaſung der Brennſtoffe in einem beſonderen Raume, dem Gaserzeuger (Retorte oder Generator) erfolgt, während die Brenngaſe von dieſem erſt nach dem Orte ihrer Verwendung geleitet werden und daſelbſt zur Verbrennung gelangen. Dieſes letztere Siſtem iſt das vollkommenere, weil bei demſelben leichter und mit weniger oder keinem Luftüberſchuſſe eine vollſtändige Verbrennung erreicht, und was beſonders wichtig iſt, auch das geringwerthigſte Brennmaterial benutzt werden kann. Trotzdem wird von dieſem Siſteme für Dampfkeſſel nur in Ausnahmsfällen Gebrauch gemacht, weil es mehr Raum beanſprucht und im Allgemeinen zur richtigen Leitung größere Aufmerkſamkeit erfordert als eine direkte oder Roſtfeuerung, zumal gute Brennmaterialien ſich auch auf einem Roſte recht vortheilhaft verbrennen laſſen.

Beide Arten von Brennſtoffen, ſowohl die gasarmen als auch die gasreichen, können ebenſo auf Roſten direkt wie nach vorhergegangener Entgaſung und Vergaſung indirekt zur Verbrennung gebracht werden.

Die Entgaſung der Brennſtoffe für Heizzwecke pflegt man nicht in Retorten, ſondern in Generatoren, d. ſ. Schachtöfen, vorzunehmen, wozu die entgasten Rückſtände durch ihre Verbrennung zu Kohlenoxid die nöthige Wärme liefern. In den Generatoren werden ſomit auch die Kohlen

oder Kohks ganz verbrannt und hinterlassen schließlich nur Asche und Schlacken, während das erhaltene Gas außer Wasserstoff und Kohlenwasserstoffen hauptsächlich Kohlenoxid als brennbares Gas enthält.

Aber auch gasarme Brennstoffe können in Generatoren vergast werden; hier hat dies aber nur die Bedeutung, daß der Kohlenstoff bei ungenügendem Luftzutritt zu Kohlenoxid verbrannt wird, und dies als ein leichter und vollständiger zu verbrennendes Brennmaterial ist das Ziel der Vergasung; dagegen werden gasreiche Brennstoffe in Generatoren erst entgast, schließlich aber auch die festen kohlenstoffhaltigen Rückstände noch vergast. Das Produkt derselben, die Generatorgase, nun sind ein viel besseres Brennmaterial als die geringwerthigen festen Brennstoffe, aus welchen man sie herzustellen pflegt.

Alle gasförmigen Brennstoffe sind für die Verbrennung viel geeigneter als die festen, weil sie der Verbrennungsluft leichter zugänglich sind. Die Gasfeuerung hat den Vorzug, daß sie auf einen verhältnißmäßig kleinen Raume, namentlich mit Hülfe vorgewärmter Verbrennungsluft hohe Temperaturen zu erzeugen gestattet und außerdem den Ort der Verbrennung nicht durch Asche und Schlacken verunreinigt. Hierdurch erklärt sich ihre häufige Anwendung, namentlich für metallurgische Zwecke und beim Hüttenbetriebe. Für Dampfkesselfeuerungen dagegen wird sie aus den oben schon angegebenen Gründen nur in Ausnahmsfällen angewendet.

Welche von den oben angeführten Brennstoffen in einem gegebenen Falle zur Anwendung zu bringen sind, darüber entscheiden die örtlichen Verhältnisse. Man wird stets für einen bestimmten Ort demjenigen Brennmaterial den Vorzug geben, dessen Anschaffung relativ mit den geringsten Kosten verknüpft ist, d. h. bei dessen Anwendung die Erzeugung einer gewissen Menge Dampf sich am billigsten stellt, so daß man unter Umständen lieber den absolut theuersten, statt einen geringwerthigen, wenn auch noch so billigen Brennstoff wählen wird.

A. Direkte oder Rost-Feuerung.

Bei jeder direkten Dampfkessel-Feuerung kann man 3 Haupttheile unterscheiden und zwar

1. den Feuerungsraum, d. i. der Raum, der zur Aufnahme und zur Verbrennung des Brennmaterials dient und gewöhnlich in zwei getrennte Abtheilungen zerfällt, nämlich in:
   a) den Herd oder den eigentlichen Verbrennungsraum und
   b) den Aschenfall, d. i. der Raum, der zur Aufnahme der unverbrennlichen Rückstände (Asche und Schlacken) dient und sich in der Regel unter dem Herde befindet,

2. die Feuerzüge, das sind die Kanäle für die aus den Feuerungsraume kommenden Heizgase, durch welche dieselben gezwungen werden, die Kesselwandungen zu bestreichen, um von ihrer Wärme soviel als möglich auf den Kessel zu übertragen;
3. den Schornstein, auch Kamin oder Esse genannt, d. i. die lothrechte Fortsetzung der Feuerzüge, welche die Aufgabe zu erfüllen hat:
   a) die durch Wärme-Abgabe an den Kessel möglichst weit abgekühlten gasförmigen Verbrennungsproducte in die freie Luft so abzuführen, daß dieselben die Nachbarschaft nicht belästigen und
   b) dem Verbrennungsraume die erforderliche Menge frischer Luft durch Saugwirkung zuzuführen.

Der todte Feuerzug, welcher zwischen Kessel und Schornstein liegt und keine Wärme mehr nutzbar macht, wird Fuchs genannt.

1. Der Feuerungsraum.

Derselbe muß so angelegt und bemessen sein, daß er nicht nur eine passende Brennstoffmenge aufzunehmen, sondern dieselbe auch zu einer möglichst vollkommenen und vollständigen Verbrennung zu bringen gestattet.

Dazu gehört:

1. daß er mit einer verschließbaren Oeffnung versehen sei, durch welche in bequemer Weise der Brennstoff eingetragen werden kann;
2. daß er für das Brennmaterial eine geeignete Unterstützungsfläche habe;
3. daß er die zur Verbrennung erforderliche Luft nur da eintreten lasse, wo sie für die Verbrennung am wirksamsten ist;
4. daß er die unverbrennlichen Rückstände (Asche und Schlacken) möglichst leicht abzusondern und zu entfernen gestatte;
5. daß er einer vollkommenen Verbrennung durch seine Größe bei einer angemessenen Höhe der Brennstoffschicht auch dadurch möglichst Vorschub leiste, daß sich die Flamme frei entwickeln kann, was wie schon oben auseinander gesetzt, dazu unbedingt nothwendig ist;
6. daß die, das Brennmaterial stützende Fläche so beschaffen sei, daß auch bei kleinstückigen Brennstoffen so wenig als möglich unbenutzt verloren gehe;
7. daß er die gute Verbrennung nicht dadurch beeinträchtige, daß dem brennenden Material die nothwendige Temperatur durch Abkühlung genommen werde und
8. daß er bei der, in ihm herrschenden hohen Temperatur möglichst haltbar und dauerhaft sei.

Was den erſten Punkt anlangt, ſo iſt die erforderliche Oeffnung zum Eintragen des Brennmaterials in der Regel durch eine in Scharnieren gehende Thür zu öffnen und zu ſchließen, welche eine, zur Beſchickung von Hand, ſowie zum Schüren und Abſchlacken angemeſſene lichte Weite und Höhe beſitzen muß. Bei einer ununterbrochenen Verſorgung des Herdes mit Brennſtoff wird dieſe Oeffnung auch wohl durch den Brennſtoff ſelbſt ſtetig geſchloſſen erhalten. Letzterer wird dann gewöhnlich in einen Aufſchütte-Trichter aufgegeben; zwiſchen dieſem und der Feuerungs-Oeffnung befindet ſich dann zweckmäßigerweiſe ein Schieber, der zur Regulirung der, durch das eigene Gewicht niedergehenden Brennſtoffmenge dient.

Bei der Verbrennung bewegen ſich die gasförmigen Verbrennungs-Produkte wegen ihres, im Vergleich mit der atmoſphäriſchen Luft nur geringen ſpezifiſchen Gewichts nach oben, und deshalb iſt die Zuführung der friſchen Verbrennungsluft zu dem Brennmaterial von unten die naturgemäßeſte. Um eine ſolche zu ermöglichen, muß die das Brennmaterial tragende Fläche durchbrochen ſein; durch ihre Oeffnungen kann dann die Luft auf kürzeſtem Wege zum Brennſtoff treten, was durch die ſaugende Wirkung der nach oben abſtrömenden Heizgaſe noch begünſtigt wird. Eine ſolche durchbrochene, das Brennmaterial tragende Unterſtützungsfläche nennt man einen Roſt. Derſelbe bildet in der Regel die untere Begrenzung des Verbrennungsraumes und zugleich die Trennungsfläche zwiſchen dieſem und dem Aſchenfall.

Der Roſt iſt der wichtigſte Theil einer jeden direkten Feuerung; von ſeiner Einrichtung und Beſchaffenheit hängt eine gute Verbrennung weſentlich ab. Der Roſt hat das Brennmaterial zu tragen und eine möglichſt vielſeitige und innige Berührung dieſes letzteren mit der friſchen Verbrennungsluft herbei zu führen. Derſelbe iſt in der Regel aus eiſernen Stäben zuſammengeſetzt, die unter ſich leere Zwiſchenräume frei laſſen, durch welche die Luft an recht vielen Punkten gut vertheilt zum Brennmaterial treten kann; nur müſſen die Spalten nicht ſo weit ſein, daß ſelbſt kleinſtückige Kohlen u. ſ. w. nicht durch dieſelben ungenützt, d. h. unverbrannt in den Aſchenraum fallen. Die ſtaub- und pulverförmige Aſche, ſo weit ſie nicht durch die Heizgaſe mit fortgeriſſen wird und ſich als läſtige Flug-Aſche in den Feuerzügen ablagert, kann dagegen entweder freiwillig, oder durch Schüren des Feuers von den Brennſtoffſtücken abgeſtoßen, leicht auch durch enge Roſtſpalten in den Aſchenraum fallen, während die größeren feſten Rückſtände, das ſind die aus zuſammengeſchmolzener oder geſinterter Aſche und Schieferſtücken der Kohlen beſtehenden größeren Rückſtände gewöhnlich mittelſt Krücken und Haken durch dieſelbe Thür entfernt werden müſſen, durch welche der

Brennstoff eingetragen wird. Bisweilen gestattet es die Rosteinrichtung auch, die Schlacken über das Ende des Rostes hinweg direkt in den Aschenfall zu befördern.

Was ferner die Größe des Feuerraumes anbetrifft, so ist diese zum großen Theile abhängig von der Rostgröße und letztere wird bestimmt durch die Art und die Menge des in der Zeiteinheit darauf zu verbrauchenden Brennstoffs Die Höhe des Feuerraumes dagegen hängt fast nur ab von der Natur des letzteren, welcher in einer zweckmäßigen Schichtdicke auf dem Roste ausgebreitet werden muß. Die übrige freie Höhe über der Brennstoffschicht muß insbesondere der Beschaffenheit des Brennmaterials angepaßt sein, bei welchem es darauf ankommt, ob dasselbe gasreich oder gasarm ist, ob es mit kurzer oder mit langer Flamme verbrennt u. s. w.

Bei solchem Brennmaterial, welches mit langer Flamme brennt, muß diese Höhe im Allgemeinen am größten, bei kurzflammigen am kleinsten sein; doch auch bei gasarmen, aber kohlenstoffreichen Brennstoffen wie Anthrazit und Kohks darf die freie Höhe über der Brennstoffschicht nicht zu klein sein, weil sonst die über dem Roste befindliche Wand wegen der starken Wärmestrahlung einer allzugroßen Hitze ausgesetzt und leicht zerstört werden würde, zumal es bei der Dampfkesselfeuerung niemals auf hohe pirometrische Heizeffekte, sondern stets nur auf eine möglichst vollkommene Ausnützung der Wärmemenge ankommt. Schließlich muß auch berücksichtigt werden, ob die obere, über dem Roste befindliche Wand des Feuerraumes aus Mauerwerk besteht, oder durch einen Theil der Kesselwand gebildet wird.

So sollen z. B. nach bewährten Regeln die Abstände zwischen Oberfläche Rost und der darüber befindlichen Kesselwandung

bei Feuerung mit	Holz	nicht weniger als	0,5	m
„ „ „	Backkohlen	„ „ „	0,4	„
„ „ „	reinen Sinterkohlen	„ „ „	0,36	„
„ „ „	großstückigen Braunkohlen . .	„ „ „	0,32	„
„ „ „	erdiger und staubiger Braunkohle	„ „ „	0,25	„

betragen. Für Kohks dagegen, welche in dicken Schichten von etwa 0,5 m aufgetragen werden, soll außerdem noch ein freier Raum über der Brennschicht von 0,3 bis 0,6 m verbleiben.

Damit nun auch der Feuerraum das Feuer nicht unnütz abkühle, soll er allseitig abgeschlossen sein, d. h. zum Feuer keine andere Luft, als durch die Rostspalten treten lassen, also keine Nebenluft haben, aber den Heizgasen einen leichten Abzug gestatten.

Der Abzug der Feuergase erfolgt in der Regel durch eine, der Eintrage-Oeffnung gegenüber befindliche, möglichst hoch gelegene Oeffnung über der sogenannten Feuerbrücke. Diesen Namen führt die, den Feuerraum hinten, d. h. am Ende des Rostes begrenzende, meistens lothrecht, bisweilen aber auch mehr oder weniger nach vorn oder nach hinten geneigt aufgeführte gemauerte Wand, welche aber nicht bis zum Kessel reicht, sondern unterhalb desselben eine Oeffnung frei läßt, durch welche die Heizgase in den Feuerzug treten. Die Feuerbrücke hat zu verhüten, daß beim Einwerfen des Brennmaterials einzelne Stücke desselben über den Rost hinausfliegen und soll auch dazu dienen, die Luft bis zum Rostende hin möglichst rechtwinkelig zur Rostfläche durchströmen zu lassen. Durch die Richtungsänderung, welche der Strom der Heizgase erfährt, indem er zunächst parallel zur Feuerbrückenwand aufwärtssteigend nun über die Feuerbrücke hinwegfließend, fast um einen rechten Winkel von seiner ursprünglichen Richtung abgelenkt wird, beabsichtigt und erreicht man noch eine innigere Vermischung der noch nicht vollständig verbrannten Gastheile mit der noch sauerstoffhaltigen Luft. Auch bewirkt man durch die etwas höher geführte Feuerbrücke eine mäßige Einschnürung des Heizgasstromes und sucht dadurch die letzten noch unverbrannt gebliebenen Theile der Flamme schließlich zu einer vollkommenen Verbrennung zu bringen, was durch die hohe Temperatur der oberen Feuerbrückenschicht sehr begünstigt wird. Hierdurch steigert sich aber die Temperatur der Heizgase über der Feuerbrücke gewöhnlich derart, daß die darüber befindliche Kesselplatte durch das Feuer besonders stark angegriffen wird und es ist deshalb bei dieser Anordnung zu rathen, vorsichtig zu sein.

Da bei der hohen Temperatur des Feuerraumes, welcher mit Ausnahme der stets von Wasser bespülten und dadurch gekühlten Kesselwände nur wenige Körper auf die Dauer Widerstand leisten, so müssen alle anderen, den Feuerraum einschließenden Wände — um nicht unnütz Wärme zu verlieren — aus, die Wärme nicht fortleitendem, möglichst feuerfestem Mauerwerk hergestellt werden, damit Abschmelzungen und Zerstörungen, also auch häufige Ausbesserungen möglichst vermieden werden.

Der Feuerraum kann, mit Ausnahme der Rostfläche 1. entweder ganz von Mauerwerk, oder 2. theilweise von Mauerwerk und theilweise von Kesselwänden, oder 3. ganz von Kesselwänden begrenzt werden, und hiernach hat man bei direkter Feuerung zu unterscheiden:

a) Vorfeuerung
b) Unter- oder Zwischenfeuerung und
c) Innenfeuerung.

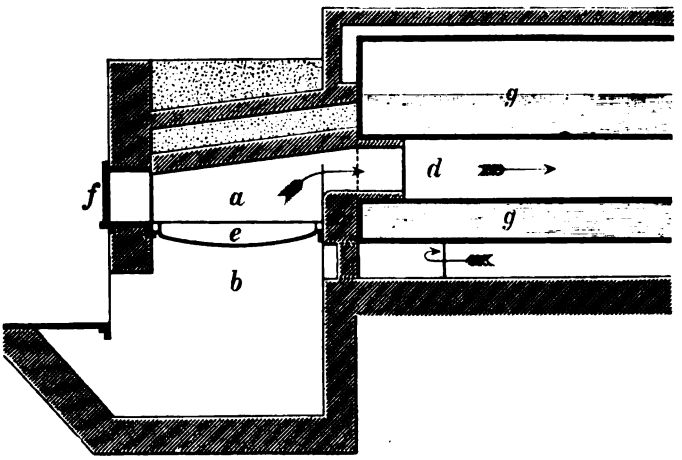


Fig. 4.

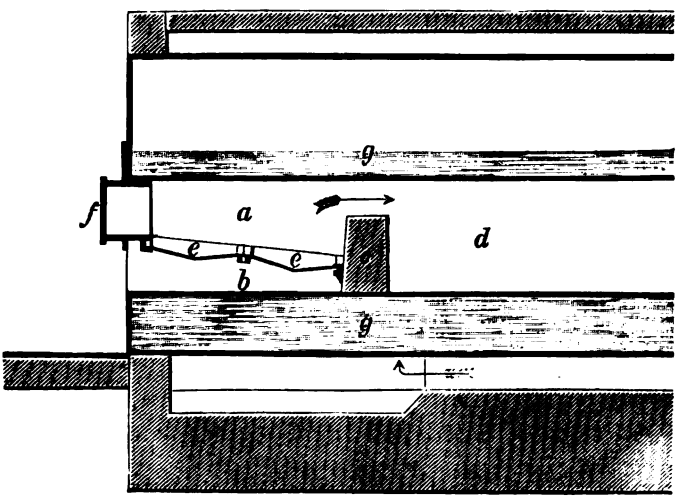


Fig. 5.

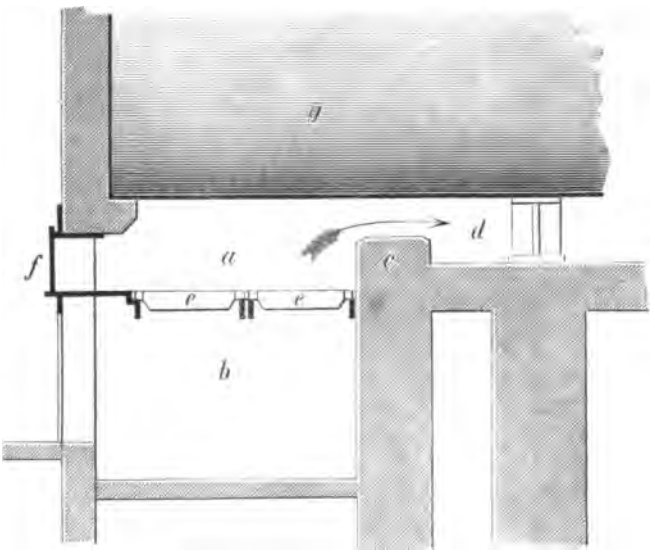


Fig. 6.

In den Figuren 4, 5 und 6 sind diese drei Feuerungssisteme schematisch dargestellt und zwar zeigt,

Figur 4 eine Vorfeuerung für einen Flammrohrkessel,

„ 5 Innenfeuerung „ „ „

„ 6 Unterfeuerung „ „ einfachen Walzenkessel.

Bei allen 3 Figuren bedeutet

a) den Verbrennungsraum
b) den Aschenraum
c) die Feuerbrücke
d) den Anfang des Feuerzuges
e) den Rost
f) die Feuerthür
g) den Kessel.

Die schraffirten Flächen bedeuten das durchschnitten gedachte Kessel-Mauerwerk, während die Pfeile die Richtung der Feuergase bezeichnen.

Jedes dieser drei Sisteme hat seine Eigenthümlichkeiten und seine Vortheile und Nachtheile.

Die Vorfeuerung (Figur 4) ist für eine vollkommene Verbrennung eines jeden Brennmaterials besonders gut geeignet, in so fern bei derselben sehr leicht eine hohe Verbrennungstemperatur erzeugt und erhalten werden kann, namentlich wenn das den Feuerraum einschließende Mauerwerk durch

gute Isolirung (hohles Mauerwerk mit Aschenfüllung u. s. w.) soviel es angeht, vor Wärmeverlusten geschützt ist. Man erzielt mit der Vorfeuerung Heizgase von außerordentlich hohen Temperaturen und man könnte und würde Vorfeuerung wahrscheinlich allein und in allen Fällen anwenden, wenn sie nicht von zwei Uebelständen begleitet wäre, die sich eben nicht vermeiden lassen.

Der erste beruht auf dem Mangel von wirklich feuerfestem Mauermaterial. Die besten Chamotte-Steine widerstehen bei kohlenstoffreichen Brennmaterialien nur kurze Zeit der bedeutenden Wärmestrahlung; sie sintern erst zusammen und schmelzen schließlich ab; nach 3 höchstens 6 Monaten erheischen sie eine theilweise oder vollständige Erneuerung der Feuerbrücke und Rostüberwölbung, was Geldkosten verursacht und Betriebsstörungen herbeiführt.

Der zweite Uebelstand besteht darin, daß trotz bester Fürsorge ein beträchtlicher Verlust an Wärme durch Ausstrahlung nicht zu verhindern ist.

Bei der Innenfeuerung (Figur 5) werden beide Uebelstände vollständig vermieden, man hat sogar unter dem Gegentheil zu leiden. — Hier hält es schwer, jederzeit eine vollkommene Verbrennung zu erzielen, weil der Feuerraum auf allen Seiten von metallenen, die Wärme gut leitenden Kesselwänden begrenzt ist, so daß nicht immer die zu guter Verbrennung nöthige Temperatur zu erreichen und zu erhalten ist. Allerdings fällt hier der Verlust durch Wärme-Ausstrahlung fort, weil alle, oder doch wenigstens die meiste ausgestrahlte Wärme von den Kesselwänden aufgenommen, also nutzbar gemacht wird; feuerfestes Steinmaterial ist kaum erforderlich, nur werden die Kesselwände stärker angegriffen als bei den anderen Sistemen.

Die Innenfeuerung kann zu einer recht zweckmäßigen Kesselfeuerung gestaltet werden, doch erfordert sie dann sehr große Kesseldimensionen und deshalb wieder große Blechdicken und große Kesselgewichte, was wieder eine Reihe anderer Nachtheile zur Folge hat als: höhere Anschaffungskosten, kostspielige Ausbesserungen und wegen der großen Blechdicken eine geringere Wärmeübertragung auf das Kesselwasser.

Die Unter- und Zwischenfeuerung (Figur 6) theilt sich in die Vor- und Nachtheile der Vor- und Innenfeuerung; man kann bei derselben jedoch durch zweckmäßige Abmessungen und Anordnungen fast alle oben angeführten Nachtheile ziemlich vermeiden oder doch auf ein nur geringes Maaß zurückführen; dagegen tritt bei ihrer Anwendung wieder ein anderer Uebelstand auf, der zwar mit der Wärme-Entwickelung und Ausnutzung nichts zu thun hat, weil er in der Eigenschaft des, gewöhnlich zur Kesselspeisung benutzten Kesselwassers begründet ist. Das dazu benutzte

Brunnen-, Quell- oder Flußwasser setzt im Laufe der Zeit in den Kesseln stets mehr oder weniger Schlamm und Kesselstein ab, der sich vorzugsweise an den tiefsten Stellen des Kessels ansammelt. Die Kesselwand wird dadurch im Innern nach und nach mit einer, die Wärme schlecht leitenden Kruste überzogen, und da die Unterfeuerung grade die größte Hitze nach der tiefsten, weil nächsten Kesselwand ausstrahlt, und dort die stärkste Dampfentwickelung herbeiführt, so wird die Kesselwand grade dort am meisten angegriffen, was leicht zu Ausbesserungen und Betriebsstörungen führt.

Aus der vorstehenden Uebersicht geht hervor, daß alle drei Sisteme der direkten Feuerung mit erheblichen Mängeln behaftet sind, die man zwar einzeln durch entsprechende Abänderungen und Einrichtungen bekämpfen kann, doch ist dies fast immer nur unter Herbeiführung neuer Uebelstände möglich. Es kann daher, weil andererseits auch wiederum jedes der Sisteme seine Vorzüge hat, nicht auffallen, daß alle zahlreich zur Anwendung kommen, weil eben keines das absolut beste genannt werden kann. Auch hat man in manchen Fällen gar keine freie Wahl. An einfachen Walzenkesseln z. B. kann man eine Innenfeuerung überhaupt nicht anbringen, sondern hat nur zwischen Vor- und Unterfeuerung zu wählen. Bei den Kesseln für Lokomotiven, Lokomobilen und den Schiffskesseln ist unter Berücksichtigung der besonderen Verhältnisse die Innenfeuerung geboten, d. h. Vor- und Unterfeuerung ausgeschlossen. Für Flammrohrkessel ist Innenfeuerung besonders beliebt, obwohl für diese alle drei Sisteme angewendet werden können u. s. w.

Alles oben Gesagte ist ganz allgemein zutreffend und gilt auch für alle Brennmaterialien. Da letztere jedoch sehr verschieden sind, und demnach auch bei ihrer Benutzung eine entsprechende Behandlung und Feuerungseinrichtung erheischen, und da es ferner auch nicht gleichgültig ist, unter welchen besonderen Verhältnissen und für welche Zwecke Dampf erzeugt wird, und endlich, von welcher Beschaffenheit dieser Dampf sein soll (z. B. ob Dampf von hoher oder niederer Spannung gefordert wird) so ist es einleuchtend, daß immer eine Summe von Kenntnissen und Erfahrungen nöthig ist, um in einem bestimmt gegebenen Falle die entsprechend beste Dampfkessel- und Feuerungsanlage zu schaffen.

Obwohl man einige allgemein gültige Grundsätze aufstellen kann, die dem Erbauer zur Richtschnur dienen müssen, so sprechen stets noch so viele besondere Umstände mit, daß es in der That keine geringe Aufgabe ist, die hier zu lösen bleibt. Man denke nur an die große Mannigfaltigkeit der Brennstoffe, die für einen gewissen Zweck sich ganz gut eignen, in einem andern Falle dagegen so gut wie unbrauchbar sein können; ferner an die Verschiedenheit des Materials, aus welchem die Kessel hergestellt

sind, welches zwar in fast allen Fällen Eisen, aber dennoch vielfach verschieden sein kann. Ein weiterer Umstand ist das Kesselspeisewasser, dessen Eigenschaften manche Kesselkonstruktion, so empfehlenswerth dieselbe für reines, destillirtes Wasser sonst sein mag, von vornherein ganz ausschließt. Dazu kommt noch die gute oder mangelhafte Konstruktion, die bessere oder schlechtere Ausführung, die gute und aufmerksame, oder schlechte und nachlässige Behandlung von Kessel und Feuerung u. s. w.

Beispiele von der Anordnung der Vor-, Unter- und Innenfeuerung folgen bei den besonderen Kesselformen.

2. Der Rost.

Wie schon oben bemerkt, ist der Rost der wichtigste Theil des Feuerungsraumes und von großer Bedeutung für eine gute Verbrennung.

Da man schon lange sich der Einsicht nicht hat verschließen können, daß unsere Feuerungen noch mit bedeutenden Mängeln behaftet sind, haben einsichtsvolle Techniker in dem Streben nach Vollkommenerem auch schon lange dem Roste ihre besondere Aufmerksamkeit zugewandt und neue Konstruktionen erfunden. So sind eine große Zahl von Rosteinrichtungen zur Ausführung und Anwendung gelangt, von denen — nach ihren Erfindern — die eine immer besser als die anderen sein sollte. Jeder Erfinder hatte gewöhnlich nur einen, von ihm gerade beobachteteten Uebelstand zu beseitigen sich zur Aufgabe gestellt, was ihm denn auch in der Regel gelang; daß dabei aber wieder andere Mißstände hervorgerufen waren, mußte erst wieder die Erfahrung lehren. Dadurch entstanden oft derart verwickelte Einrichtungen, daß bei genauerer Abwägung der Vor- und Nachtheile sich schließlich der einfachste Rost dennoch als der beste zu erkennen gab. Auf einzelne Besonderheiten wird später näher eingegangen werden. Charakteristisch für eine jede Feuerung ist die Lage und die Form des Rostes, sowie die dadurch bedingte oder davon abhängige Beschickung desselben mit dem Brennstoff.

So sehr verschieden die vielen im Gebrauche stehenden Roste aber auch sind, so lassen sich alle auf zwei Grundformen zurückführen, welche mit geringen oder größeren Abänderungen bei jeder Feuerung zu finden sind; diese sind:

I. der Plan-Rost,

II. der Treppen-Rost.

Der erstere, der Planrost, ist der älteste und verbereitetste, da er für alle Fälle und für jedes Brennmaterial paßt, sobald es nicht staub- oder pulverförmig ist.

Der Treppenrost dagegen ist nicht für alle Fälle anwendbar, für manche Brennmaterialien jedoch ganz besonders gut passend und dann recht vortheilhaft zu verwenden.

I. Der Planroſt.

Der Planroſt bildet, wie es ſchon der Name ſagt, eine Ebene, die aber keinen ununterbrochenen Zuſammenhang hat, ſondern durch die leeren Zwiſchenräume für den Luftzug unterbrochen iſt, ſo daß nur die oberen Begrenzungsflächen aller die Durchbrechungen begrenzenden Stege in ein und derſelben Ebene liegen. Sehr kleine Roſte, wie ſie z. B. für Stubenöfen im Gebrauche ſind, beſtehen in der Regel aus einem einzigen Gußſtücke von der Form eines Stabgitters. Für große techniſche Feuerungen werden die Planroſte aus eizelnen flachen Stäben von Guß- oder Schmiedeeiſen gebildet, die mit ihren dazu beſonders geformten Enden (Köpfen) hochkantig auf ſogenannte Roſtbalken oder Roſtträger aufgelegt werden und dadurch den Vortheil bieten, ſich leichter und ſicherer von Schlacken reinigen zu laſſen; auch können einzelne Stäbe, die gebrochen oder geſprungen ſind oder ſich krumm gezogen haben, leicht durch neue erſetzt werden.

Die Roſtebene iſt entweder horizontal oder mehr oder weniger geneigt.

Unter totaler oder Geſammtroſtfläche verſteht man die ganze, von den zu einem Roſte zuſammengefügten Roſtſtäben gebildete Fläche; unter freier Roſtfläche dagegegen die Summe aller freien Roſtſpalten, durch welche die Verbrennungsluft zu dem Brennſtoff treten kann. Den Unterſchied zwiſchen der Geſammt- und der freien Roſtfläche nennt man auch wohl todte Roſtfläche.

Die freie Roſtfläche, deren Verhältniß, zur Geſammtroſtfläche keineswegs gleichgültig iſt, wird dadurch gebildet, daß die einzelnen Stäbe breitere Köpfe erhalten als die Stäbe dick ſind, wodurch die Spaltenweiten zwiſchen je zwei zuſammengeſchobenen Stäben ſich ſelbſt regelt; bei ſehr langen Stäben, welche durch die ungleiche Erwärmung ſich leicht krumm ziehen und dadurch Veranlaſſung geben, die Spaltenweite ungleich zu machen, bringt man auch in der Mitte noch kleine Verdickungen an, welche, ebenſo wie die Köpfe, dazu dienen, die Spaltenweite unveränderlich, d. h. überall gleich weit, zu erhalten.

Ein guter Planroſt hat folgenden Anforderungen zu genügen:

1. er muß eine genügende Größe haben, um auf ihn in der Zeiteinheit ſo viel Brennmaterial bringen zu können als nothwendig iſt, um in dem Keſſel eine geforderte Dampfmenge zu erzeugen;
2. er muß die hierzu nöthige Luftmenge durchlaſſen;
3. er ſoll durch ſeine Spalten keine, oder doch nur möglichſt wenig Kohlen unverbrannt in den Aſchenraum durchfallen laſſen, muß dagegen von Aſche und Schlacken leicht gereinigt werden können und
4. er muß möglichſt dauerhaft ſein, ſich nicht verziehen, nicht abſchmelzen oder verbrennen.

1) Was zunächſt die, für einen beſtimmten Zweck erforderliche Roſtgröße anbetrifft, ſo wird dieſelbe, ebenſo wie die davon und von dem Brennmateriale abhängigen Abmeſſungen der Roſtſtäbe ſpäter noch eingehender behandelt werden.

Hier ſei nur vorläufig bemerkt, daß ein Roſt keine, für ſeine Bedienung unbequeme Größe haben darf. Dies bezieht ſich hauptſächlich auf ſeine Länge, welche man, um den Roſt bequem und angemeſſen beſchicken und ihn ſicher und ſchnell von Aſche und Schlacken reinigen zu können, nicht größer als $1^3/_4$ bis höchſtens 2 m machen ſollte.

Die Breite wird nicht ſo leicht unbequem groß, ſie iſt in der Regel abhängig von den Abmeſſungen des Keſſels. Bei einer zu bedeutenden Breite zerlegt man dieſelbe zweckmäßiger Weiſe in zwei Hälften, d. h. man bildet zwei getrennte, dicht neben einander liegende Roſte mit beſonderen Heizthüren, was auch für die zweckmäßige Bedienung des Roſtes von Vortheil iſt, wie ſpäter gezeigt werden wird.

2) Um der Forderung zu genügen, daß der Roſt die nöthige Verbrennungsluft durch ſeine Spalten treten laſſe, hat man des Verhältniß ausfindig zu machen geſucht, welches zwiſchen der freien und der totalen Roſtfläche eines guten Roſtes einzuhalten iſt. Hierbei gehen die Anſichten weit auseinander. Manche Techniker verfechten die Anſicht, daß ein Roſt niemals zuviel Luft durchlaſſen könne, dies iſt jedenfalls ein Irrthum, wie es andererſeits ein Fehler wäre, wenn der Roſt zu wenig Luft durchließe.

Da man ja leicht berechnen kann, wie viel Luft ein gegebener Brennſtoff nöthig hat um vollſtändig zu verbrennen, man auch durch einen Verſuch unſchwer ermitteln kann, wie viel Zeit das betreffende Brennmaterial gebraucht um auf dem Roſte ganz verzehrt zu werden, ſo kann man auch leicht die Luftmenge berechnen, welche in der Zeiteinheit durch den Roſt ſtreichen muß. Da nun der Querſchnitt das durch den Roſt fließenden Luftſtromes gleich der freien Roſtfläche, alſo bekannt iſt oder doch gewählt werden kann, ſo bleibt nur die Beſtimmung der Geſchwindigkeit übrig, mit welcher die Luft durch die Roſtſpalten ſtrömt. Gehemmt wird der Luftſtrom zwiſchen den Roſtſtäben nur durch die Reibung der Luft an den Roſtſtabflächen, und dieſe iſt bei der geringen Geſchwindigkeit von wenigen Metern zu vernachläßigen. Da außerdem die Luft, ſo wie ſie aus den Roſtſpalten an das glühende Brennmaterial tritt, bedeutend erhitzt und dadurch auf das Drei- bis Vierfache ihres urſprünglichen Volumens ausgedehnt wird, wodurch der, durch den Roſt ziehende Luftſtrom eine Rückſtauung erfährt, wohingegen das Brennmaterial auf dem Roſte, wo es behufs beſter Verbrennung ſtets in einer gewiſſen

Schichthöhe aufgetragen und erhalten werden muß, dem Luftstrom einen viel größeren Widerstand entgegensetzt, als der Durchgang durch die Rostspalten, so hat es gar keinen Sinn, die freie Rostfläche sehr groß zu machen. Man findet sie bisweilen ebenso groß wie die todte, d. h. das Verhältniß der freien zu der Gesammtrostfläche gleich 1 : 2 was ganz unnütz groß ist und unter Umständen sogar schädlich werden kann. Berücksichtigt man alle Umstände, so ergiebt sich, daß es wohl stets genügt, wenn die freie Rostfläche gleich $^1/_4$ von der Gesammtrostfläche genommen wird; für Holz und Torf, welche keine Schlacken zurücklassen, genügt $^1/_5$. Höchstens dürfte für Kohlen, die eine leicht fließende Schlacke geben und dadurch die Spalten leicht verstopfen, das Verhältniß gleich $^1/_3$ zu nehmen sein.

Es wird allerdings durch den über der Spaltfuge liegenden Brennstoff deren Oeffnung verkleinert, so daß der Gesammtdurchlaß für die Luft nicht der freien Rostfläche entspricht. Bei der höchst unregelmäßigen Form der Brennstoffstücke indeß, bei welcher nicht Fläche an Fläche sich auf den Rost legt, sondern vielfach Ecken und Kanten, macht die Bedeckung der Spalten nicht soviel aus, zumal wenn man berücksichtigt, daß die über den Spalten liegenden Stücke von der auftreffenden Luft sehr bald ausgehöhlt werden müssen, so daß ein unbehinderter Austritt der Luft rasch erfolgt. Auch sind die gerade auf dem Roste liegenden Kohlen (Kohks) größtentheils porös, so daß die Luft in dieselben eintritt und sie auch im Innern verbrennt.

Ein enger Durchlaß für die Luft dürfte übrigens mit Rücksicht auf den Nutzeffekt, d. h. auf die Wärme-Ausnutzung einem weiten vorzuziehen sein. Ein Rost bleibt nicht immer gleichmäßig mit dem Brennstoffe bedeckt; da wo der letztere niedriger liegt, oder wo der Rost ganz davon entblößt ist, wird ein Ueberschuß von Luft einströmen, der auf die Temperatur der weiter ziehenden Verbrennungsprodukte abkühlend wirkt und dadurch die Wärmeabgabe an den Kessel vermindert, nebenbei auch die Entwickelung der Wärme schwächt, da weniger Luft durch den übrigen Brennstoff strömt. Durch einen großen Durchlaß kann mehr Luft ziehen als durch einen kleinen, sofern der Brennstoff keinen Widerstand entgegensetzt, und somit wird ersterer mehr abkühlend wirken und größere Wärmeverluste verursachen als letzterer. Auch das Folgende wäre hier noch geltend zu machen: Der auf dem Roste liegende glühende Brennstoff strahlt auch Wärme nach unten, und diese geht meistens verloren, da sie sich in der Erde verbreitet. Die Stärke der Ausstrahlung steht im geraden Verhältniß

zur freien Roſtfläche; durch Verkleinerung derſelben wird demnach auch der Wärmeverluſt geringer.

Wenn ein genügend großer Geſammtdurchlaß als erſtes Erforderniß eines guten Roſtes aufgeſtellt wird, ſo geſchieht dies nicht nur mit Rückſicht auf eine lebhafte Verbrennung, ſondern insbeſondere auch auf eine vollkommene, d. h. beſte Verbrennung. Dieſe Verbrennung, d. h. eine ſolche bei vollſtändiger Umwandelung des Brennſtoffs in Kohlenſäure und Waſſerdampf mit geringſtem Sauerſtoff-Ueberſchuß iſt bedingt durch die Schichthöhe des Brennſtoffs bei einer gegebenen Zugſtärke, d. h. der Menge der in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit der Brennſtoffſchicht ſtrömenden Luft. Kann die Luft den Brennſtoff doppelt ſo raſch durchſtrömen, ſo muß dieſer beiläufig die doppelte Schichthöhe beſitzen, damit kein Ueberſchuß von abkühlender Luft in die Verbrennungsprodukte gelange. Würde man hingegen bei ſchwachem Zuge eine hohe Schicht halten, ſo bliebe die Verbrennung unvollkommen, und in den Verbrennungsprodukten würden ſich noch unverbrannte Theile vorfinden.

Schwacher Zug kann entſtehen entweder bei einem, für die gegebenen Verhältniſſe zu niedrigen Schornſtein, oder wenn deſſen Kanal durch den Rauchſchieber verengt wird, oder wenn rückwärts die Luft verhindert wird, in ausreichender Menge zu dem Brennmaterial zu gelangen. Letzteres kann geſchehen, ſowohl durch enge Roſtſpalten, wie durch das Zuſtellen von Thüren am Aſchenfall. Bei zu kleiner freier Roſtfläche iſt ſomit die Wärmeentwickelung ſchwach, und es darf für vollſtändige Verbrennung die Brennſtoffſchicht nicht hoch ſein.

Bei ſtarkem Zuge muß die Brennſtoffſchicht höher ſein, die Luft erfährt ſomit einen größeren Widerſtand beim Durchſtrömen des Brennſtoffes als bei ſchwachem Zuge und niedriger Schicht, und deshalb kann auch im erſten Falle die freie Roſtfläche etwas kleiner ſein.

Gasarme Brennſtoffe verlangen für eine vollkommene Verbrennung eine höhere Brennſtoffſchicht als gasreiche; letztere werden ſomit eine größere freie Roſtfläche beanſpruchen als erſtere.

Kleine Stücke legen ſich dichter aneinander als große, und ſetzen dem Durchgange der Luft einen größeren Widerſtand entgegen als jene. Behufs vollkommener Verbrennung muß jedoch eine höhere Lage von großſtückigen Brennſtoffen angewendet werden und damit gleicht ſich die Wirkung wieder ziemlich aus. Somit kann auch die Stückgröße als ohne Einfluß auf die freie Roſtfläche angeſehen werden.

Um die Luft recht vielfach vertheilt und verzweigt dem Brennſtoffe zuzuführen, damit ſie dieſen allſeitig treffen und durchdringen könne,

hat man den Roſten ſtatt der geraden Spalten auch zickzackförmige, ſternförmige oder ſich rechtwinklig ſchneidende Fugen gegeben in der Meinung, daß dadurch eine beſſere Verbrennung erzielt werden könne. Es iſt aber nicht anzunehmen, daß dieſes Ziel damit zu erreichen iſt. Sobald die Luft durch die Fuge dringend auf die Kohlenſtücke trifft, breitet ſie ſich nach rechts und links aus und gelangt ſo auch zu den ſeitlich über der Stabfläche liegenden Stücken; außerdem findet auch wegen der Volumenzunahme durch die Erhitzung und durch die Diffuſion ein Eindringen der friſch zufließenden Luft und der außerhalb der Hauptſtrömung befindlichen mehr ruhenden Gaſe ſtatt; wodurch alle auf dem Roſte liegenden Kohlenſtückchen verbrennen müſſen, wenn auch vielleicht die unmittelbar auf der Roſtſtabfläche ruhenden etwas weniger raſch, als die übrigen. Daher läßt ſich aus einer ſo weit mehr vertheilten Luftzuführung ein wirklicher Gewinn nicht ableiten.

3) Der Bedingung, daß nicht zu viele Kohlen unverbrannt durch die Roſtſpalten durchfallen, wird dadurch entſprochen, daß man dieſelben eng macht. Man iſt hierin ſoweit gegangen, daß man Roſte antrifft, die nur 3 Millimeter weite Spalten zeigen. Solche Roſte laſſen aber auch die Aſche ſchlecht durch und um dieſen Mangel wieder aufzuheben, werden die Roſtſtäbe nicht ganz dicht an einander geſchoben. Größere Schieferſtücke und Schlacken gehen allerdings auch nicht durch weitere Spalten hindurch, ſondern müſſen in jedem Falle von oben vom Roſte entfernt werden. Die zuſammenſchmelzende Aſche kann jedoch leichter in breite Fugen hineinfließen und ſich darin feſtſetzen, als in enge Spalten und in dieſe um ſo weniger, als die Schlacke doch nur mäßig weich wird. Enge Spalten werden auch bei backender Kohle vorzuziehen ſein, da ſie das Eindringen der weich gewordenen Kohle ebenſo wie das der Schlacken verhindern.

Bei ſchlangen- und zickzackförmigen Fugen und ſolchen, welche die Staboberfläche auch quer theilen wird die Entfernung eingefloſſener Schlacke mehr Schwierigkeiten verurſachen, als beim graden glatten Stabe. Kurze und leichte Stäbe werden beim Abſtoßen der Schlacke leichter aus ihrem Lager herausgeriſſen als lange und ſchwere.

Einzelſtäbe geſtatten die Entfernung tief eingedrungener Schlacke beſſer, als unter einander verbundene (ſogenannte Stabbündel), da ſich der Einzelſtab für ſich lüften und bewegen läßt.

4) Ein Roſt wird eine um ſo größere Dauer beſitzen je niedriger die Temperatur iſt, in welcher er erhalten bleiben kann. Auf ſeine Oberfläche wirkt nun immer eine hohe Glühhitze ein, welcher das Eiſen an

sich auf die Dauer nicht Widerstand leisten kann. Das Gußeisen schmilzt, und das Schmiedeeisen erweicht und oxidirt sich rasch. Wollte man einen Rost aus ganz dünnen Eisenschienen herstellen, so würde derselbe in ganz kurzer Zeit vernichtet werden.

Die Wärme zieht von der Auflage des Brennstoffs nach unten und bringt dadurch den ganzen Stab in eine hohe Temperatur. Würde dieselbe daraus nicht in irgend einer Weise abgeleitet oder entfernt, so käme nach einiger Zeit der ganze Stab in Glut und würde bald zerstört sein.

Auf den Wärmeverlust des Roststabes wirken nun zwei Umstände ein und zwar erstens die Wärme-Ausstrahlung nach unten, nach dem Boden des Aschenfalles. Die Größe dieser Wirkung hängt von der Temperatur des Bodens ab, sie ist um so größer, je niedriger diese ist. Ein tiefer Aschenfall befördert die Wirkung, niedrige vermindern sie; in letzterem Falle läßt sich durch Unterstellen von Gefäßen mit Wasser, welches sich in offenen Gefäßen ja nur bis zu 100^0 C. erwärmen kann, die Ausstrahlung vergrößern. Zweitens wird dem Stabe Wärme durch die vorbeiströmende Luft entzogen; diese Wirkung hängt ab von der Größe der Berührungsfläche des Stabes mit der vorbeiziehenden Luft, also von der Höhe des Stabes. Ein hoher Stab erwärmt die Luft stärker, als ein niedriger, daher muß ein hoher Stab haltbarer als ein niedriger sein.

Die Bedingungen für die Erhitzung eines Roststabes sind nach seiner ganzen Länge dieselben; überall wird dieselbe Menge von Wärme auf dem Stabe erzeugt, er wird demnach auch überall die gleiche Temperatur annehmen. Um nun den Stab an allen Punkten gleichmäßig abzukühlen, wird man demselben überall eine gleiche Höhe geben müssen. Die Erhöhung in der Mitte mit Verjüngung nach den Enden hin ist deshalb nicht zweckentsprechend, denn Rücksicht auf Festigkeit erheischen diese Ausführung am wenigsten, da die Tragkraft eines Roststabes nur in sehr geringer Größe in Anspruch genommen wird. In Bezug auf Kühlung der Roste durch die vorbeiziehende kalte Verbrennungsluft werden also schmale aber gleichmäßig recht hohe Roststäbe die besten sein.

Wie weit man bezüglich der Höhe der Roststäbe noch mit Vortheil gehen kann, würde sich am besten durch Versuche bestimmen lassen, denn eine Grenze hat das Höhermachen der Roststäbe jedenfalls, so daß, wenn jene überschritten wird, wenigstens keine Zunahme der abkühlenden Wirkung weiter herbeigeführt wird. Es ist bekannt, daß man trotz der guten Wärmeleitungsfähigkeit der Metalle eine Eisenstange an einem Ende in Schweißhitze bringen und sie am andern Ende mit bloßer Hand halten

kann. Die Wärme ſchreitet eben nur mit einer gewiſſen Langſamkeit durch Leitung in dem Metalle vorwärts; daher wird ein noch ſo hoher Roſtſtab unter Umſtänden nicht vor dem Abſchmelzen oder dem Verbrennen ſeiner oberen Fläche, welche mit dem glühenden Brennſtoff in unmittelbarer Berührung bleibt, geſchützt ſein.

Die Temperatur an der Oberfläche des Stabes hängt von der Menge der Wärme ab, die durch die Verbrennung daſelbſt erzeugt und auf den Stab übergeführt wird, ſowie auch von der Geſchwindigkeit, mit welcher dieſe Wärme nach unten abgeleitet, oder durch die vorbeiziehende Luft und durch Ausſtrahlung nach dem Boden dem Roſtſtabe entzogen werden kann. Hierbei wird ſich immer ein gewiſſer Gleichgewichtszuſtand einſtellen, bei dem aber eine um ſo höhere Temperatur herrſcht, je mehr Wärme an der Auflageſläche des Brennſtoffs zur Entwickelung kommt. Ein genügend hoher Roſtſtab wird aber ſtets unten dunkel und unnachgiebig bleiben und daher ſeine Form beibehalten, auch wenn er oben ins Glühen kommen ſollte. Man findet gegoſſene Roſtſtäbe, die eine überall gleiche Höhe von 15 bis 16 Zentimeter bei einer durchſchnittlichen Länge von einem Meter beſitzen, oben 12 und unten 5 Millimenter dick ſind und ſich in Lokomotivfeuerungen ganz gut bewähren und in der Regel über ein Jahr aushalten. Die Stäbe nehmen jedoch bei der großen Hitze in der Feuerbüchſe in Folge der intenſiven Verbrennung bei hoher Brennſtoffſchicht von oben nach unten oft um mehrere Zentimeter ab, ſei es durch Abſchmelzen oder durch Verbrennen, wobei indeß die Fuge immer gleich offen bleibt, alſo ohne daß ſich an den Seitenflächen abgeſchmolzene Theilchen anſetzen. Wenn derartig hohe Stäbe in dem Maaße einer Abnutzung durch die Einwirkung ſtarker Hitze unterworfen ſind, ſo iſt es wohl zweifellos, daß niedrige Stäbe hier ſehr ſchnell einer vollſtändigen Zerſtörung anheim fallen würden.

Alles, was das Eiſen der Stäbe unterhalb der Auflageſläche für den Brennſtoff durch Aufhebung ſeines Zuſammenhanges ſchwächt, kann nur ſchädlich wirken. Die Durchlochung oder Durchbrechung der Stäbe um ſie durch Luftumſpülung kühler zu erhalten, verfehlt nicht nur vollſtändig ihren Zweck, ſondern wirkt gerade in entgegengeſetzter Weiſe, indem ſie durch Aufhebung des materiellen Zuſammenhanges die Ableitung der Wärme nach unten verhindert und die Berührungsfläche der Luft mit dem Eiſen vermindert.

Wenn deſſenungeachtet ſolche Roſte Eingang in die Praxis gefunden und ſich, wie Atteſte bezeugen, trotz alledem bewährt haben, ſo beweiſt dies nur, daß die Bedingungen für die Entſtehung ſehr hoher Temperaturen

über der Roſtfläche an den Orten ihrer Verwendung überhaupt nicht vorhanden ſind. Die verſchiedenen Brennſtoffe verhalten ſich in Bezug darauf nicht nur ſehr ungleich, ſondern auch der Betrieb und die ganze Feuerungsanlage hat einen großen Einfluß auf die Erzeugung ſehr hoher Temperaturen, die z. B. bei Innenfeuerung nur durch Verwendung gasarmer Brennſtoffe bei ſehr hoher Schicht (Kohks) zu erreichen ſind. Gasreiche Brennſtoffe, namentlich das Holz, bringen die Wärme vorzugsweiſe in einer langen Flamme entfernt vom Roſte zur Entwickelung; auf dem Roſte ſelbſt, brennt nur wenig Kohle, die Temperatur iſt in Folge deſſen hier verhältnißmäßig niedrig. Holzfeuer wird wohl auch ganz ſchwache Roſte nicht zum Schmelzen bringen. Faſt ebenſo verhalten ſich Torf, Braunkohlen und ſelbſt bei den jüngeren Steinkohlen bleibt die Temperatur noch mäßig hoch. Die Kohks, als den größten Gegenſatz bildend, erzeugen die Wärme jedoch faſt ganz innerhalb ihrer Maſſe ſelbſt; daher denn die große Glut auf dem Herde, die auf den Roſt zerſtörend wirken muß. Aber auch die Art und Weiſe des Betriebes bei demſelben Brennſtoff läßt eine verſchiedene Glut auf dem Herde, entſtehen, was z. B. die Lokomotivfeuerung erkennen läßt. Je ſtärker der Zug, um ſo höher muß die Brennſtoffſchicht für die richtige Verbrennung ſein; je kleiner der Feuerherd, um ſo ſtärker muß der Zug für eine beſtimmte Wärmeentwickelung ſein und um ſo höher muß der Brennſtoff aufgeſchichtet werden. Die in dem Brennſtoff ſelbſt entwickelte Wärme und ſomit auch die Ueberführung derſelben auf den Roſt iſt dann bedeutend vermehrt.

Nach dem Vorſtehenden kann man daher allgemein ſagen: Kohlenſtoffreiche Brennſtoffe und ſtarker Zug wirken mehr zerſtörend auf den Roſt ein, als gasreiche Brennſtoffe und ſchwacher Zug. Je nach Umſtänden werden deshalb auch die leichteſten Roſte lange Dauer haben können, doch für alle Fälle können ſie nicht dienen; allgemein brauchbar ſind nur ſchwere und hohe Roſte.

Die Frage: ob durch beſondere Einrichtung der Roſte, d. h. der Roſtſtäbe ſich eine Brennmaterial-Erſparniß überhaupt herbeiführen laſſe? beantwortet der auf dem Gebiete der Heizung ſehr erfahrene Profeſſor Meidinger in Karlsruhe in ſeiner ſchätzenswerthen Abhandlung über „Die Verbrennung über dem Roſte“ in der Zeitſchrift des Vereins deutſcher Ingenieure wie folgt. Derſelbe ſagt:

„Beſtehen ökonomiſche Wirkungen der Roſte mit Rückſicht auf die Nutzbarmachung der durch die Verbrennung entwickelten Wärme? — Unleugbar, wenn auch nicht gerade in dem Sinne, wie die Erfinder neuer Roſtformen oft behaupten. Wir ſehen ab von dem Brennſtoff-

verluſte, der bei zu weiten Roſtfugen in Folge Durchfallens unverbrannter Kohlentheilchen entſteht. Wir haben aber bereits gefunden, daß bei weiten Fugen die Ausſtrahlung der Wärme der glühenden Kohlen nach dem Boden des Aſchenkaſtens größer iſt, als bei ſchmalen Fugen, ſowie auch das Durchſtrömen abkühlender Luft bei Entblößung von Brennſtoff. Indem wir auch deshalb ſchmalen Fugen (abgeſehen von dem verringerten Durchfallen unverbrannter Theilchen) den Vorzug ertheilen mußten, gaben wir damit ſchon zu erkennen, daß der Roſt durch ſeine Gegenwart an ſich Wärmeverluſte vermindert. Er iſt unten immer weniger heiß als der glühende Brennſtoff auf demſelben, deshalb Temperaturdifferenz und Wärmeſtrahlung nach dem Boden kleiner. Wenn der Roſt aber nicht anderweitig noch Wärme verlöre, ſo würde er auch unten allmälig in die Glühhitze gelangen und dann der hohe und niedrige Stab gleich viel Wärme nach unten ſtrahlen. Durch die vorbeiziehende Luft wird nun dem Roſte dauernd alle die Wärme entzogen, die ſeine Temperatur weiter zu erhöhen ſucht. In dieſer Speiſeluft wird die Wärme in den Brennſtoff eingeführt und ſolchermaßen wieder gewonnen. Der Roſt wirkt alſo in der Weiſe, daß er die nach dem Aſchenbehälter ausgeſtrahlte Wärme vermindert, indem er ſie durch ſeine feſte Maſſe hindurch in die Luft und von da wieder über den Roſt gelangen läßt.

Dieſe Wirkung des Roſtes hängt von der Größe ſeiner ganzen ſenkrechten Fläche ab, ſomit ganz weſentlich von der Höhe der Stäbe. Die Herſtellung von Roſten mit zahlreichen hohen ſchmalen Stäben und ſchmalen Fugen muß als durchaus rationell, der ökonomiſchen Wirkung der Roſte am meiſten entſprechend, angeſehen werden.

Ueber die mögliche Größe der Nutzwirkung eines Roſtes kann man ſich folgendermaßen Rechenſchaft geben. Angenommen: 1 kg. Kohle bedarf für vollſtändige Verbrennung zu Kohlenſäure und Waſſer 24 kg. Luft (Verbrennung bei doppelter Luftmenge). Da die ſpezifiſche Wärme der Luft beiläufig $^1/_4$ iſt, ſo erwärmen ſich 24 kg. in derſelben Weiſe wie 6 kg. Waſſer. Nehmen wir nun an, durch die Wirkung des Roſtes würde die Speiſeluft um 100° C. erwärmt. Dieſelbe hat dann 600 Wärmeeinheiten aufgenommen, was, den kalorimetriſchen Effekt der Kohle zu 7000 W. E. angenommen, 8,6 % der entwickelten Wärme ausmacht. Werden bei gutem Zuge auf 1 qm Roſtfläche in der Stunde 100 kg. Steinkohlen verbrannt, ſo bedarf jedes Kilogramm 1 qdm, das entſpricht faſt genau einem Roſtſtabe von 90 cm Länge, 8 mm oberer, 3 mm unterer Dicke und etwa 10 cm mittlerer Höhe, und 3 mm Fugenbreite. Die Fläche derſelben, an welcher die Luft

vorbeiſtrömt, iſt 0,17 qm. Die Annahme, daß die an einer ſo großen Fläche, die ſich in einer mittleren Temperatur von gewiß mehreren Hundert Graden befindet, in der Stunde vorbeiſtreichende Luft von 24 kg. ſich bis zu 100° C. erwärmen könne, hat nichts Unwahrſcheinliches. Sei die Erwärmung der Luft nun auch eine geringere, ſo bleibt immerhin ein nicht ganz unbedeutender Wärmegewinn durch die Roſtwirkung übrig, der übrigens um ſo geringer iſt, je kleiner die ſenkrechte Geſammtoberfläche des Roſtes. Beides ſteht aber nicht in demſelben Verhältniß, da die Wärmeabgabe an die Luft in geringerem Grade zunimmt, als die Oberfläche der Roſte. Die Größe des Wärmegewinnes bei verſchiedenen Roſten ließe ſich experimentell durch unterhalb der Roſte aufgeſtellte Gefäße mit Waſſer ausfindig machen. Der eine Roſt wird das Waſſer in gewiſſer Zeit mehr erwärmen als der andere; man findet auf dieſe Weiſe für die ganze unterhalb des Roſtes beſtrahlte Fläche eine Anzahl Wärme-Einheiten, deren Differenz die ökonomiſche Wirkung des weniger ausſtrahlenden Roſtes unmittelbar anzeigt.

Die hier angeſtellte Unterſuchung kann ſich nur beziehen auf Feuerungen außerhalb des zu heizenden Objekts, im Hinblick auf Keſſelheizungen alſo auf ſolche unterhalb des Keſſels. Bei Innenfeuerungen dringt die geſammte nach unten geſtrahlte Wärme durch die Keſſelwand in das Waſſer und wird auf dieſe Weiſe vollſtändig gewonnen. Eine ſtarke Unterſtrahlung erſcheint hier ſogar vortheilhaft, weil die derartig dem Brennſtoff entzogene Wärme nicht ſpäterhin Heizfläche in Anſpruch nimmt. Die niedergefallene Aſche muß nur oft herausgezogen werden, da ſie als ſchlechter Wärmeleiter den Durchgang der Wärme hindert."

Roſtſtab-Formen. Wie ſchon oben angeführt, werden die Planroſte aus einzelnen Stäben zuſammengeſetzt, welche ſich mit ihren Enden auf querliegende Roſtträger ſtützen. Die Oberflächen ſämmtlicher, einen Roſt bildenden Stäbe kommen dabei in ein und dieſelbe Ebene zu liegen.

Die Stäbe, ſowie die Träger werden meiſtens aus Gußeiſen hergeſtellt. Die Länge der Roſtſtäbe iſt abhängig von der Roſtlänge; kleine Roſte beſtehen nur aus einer Stablänge, größere werden aus zwei oder mehren Lagen von Stäben gebildet, ſo daß ein großer Roſt bei kurzer Stablänge bisweilen aus vier hintereinander folgenden Stab-Lagen beſteht.

Die Zahl der nebeneinander zu legenden Stäbe richtet ſich nach der Stabdicke. Je größer die Breite des Roſtes und je geringer die Dicke der Stäbe, deſto mehr ſind davon erforderlich, um die verlangte Roſtbreite zu erhalten.

Bei der Herſtellung eines Roſtes muß vor allen Dingen dafür Sorge getragen werden, daß den einzelnen Stäben Raum gegeben werde, um ſich frei ausdehnen zu können, weil ſie andernfalls aufeinander drückend, ſich verbiegen und die Träger oder das Keſſelmauerwerk auseinanderdrängen würden. Dies iſt nicht bloß wegen der Volumvergrößerung erforderlich, welche die Stäbe durch Erwärmung erfahren, ſondern auch mit Rückſicht auf den Umſtand, daß das Gußeiſen bei häufiger und ſtarker Erhitzung einer dauernde Volumvergrößerung zeigt, die nach den Beobachtungen von Brix in linearer Richtung 2 bis $3^3/_4$ Prozent betragen kann.

Der Querſchnitt der Roſtſtäbe iſt in der Regel ein langgeſtrecktes Trapez um der vorbeiſtreichenden Luft eine möglichſt große Berührungsfläche darzubieten. Die Stäbe ſind oben, je nach ihrer Größe, um 3 bis 6 Millimeter ſtärker als unten, alſo die Roſtſpalten unten weiter als oben, was den Zweck hat, daß die Aſche ſowie kleine Schlacken und Kohlentheilchen, welche oben zwiſchen die Spalten gerathen ſind, auch leicht in den Aſchenraum fallen und die Spalten nicht verſtopfen können.

Die Enden oder Köpfe der Roſtſtäbe ſind weniger hoch als der übrige Theil des Stabes, damit deſſen Schwerpunkt unter die Auflagefläche zu liegen komme, um einem Umkippen oder Schiefſtellen der Roſtſtäbe vorzubeugen. Die Köpfe werden dagegen um ſoviel dicker als die Stäbe gemacht, wie der Zwiſchenraum zwiſchen zwei Stäben, alſo ſo groß wie die Spaltenweite ſein ſoll.

Figur 7 zeigt einen Theil eines Planroſtes wie er früher allgemein ausgeführt wurde. Es ſind a die Köpfe, b die Verdickungen in der Mitte der Stäbe die ebenſo wie die Köpfe die Spaltenweite beſtimmen. Die Zwiſchenräume zwiſchen den Roſtträgern c ſollen den Stäben eine freie Ausdehnung geſtatten. Es iſt aber leicht einzuſehen, daß Schlacken und Kohlenſchiefer, welche zwiſchen die Kopfenden gerathen, die freie Ausdehnung der Stäbe leicht hemmen können und aus dieſem Grunde formt man in neuerer Zeit die Roſtſtäbe zweckmäßiger Weiſe ſo, wie

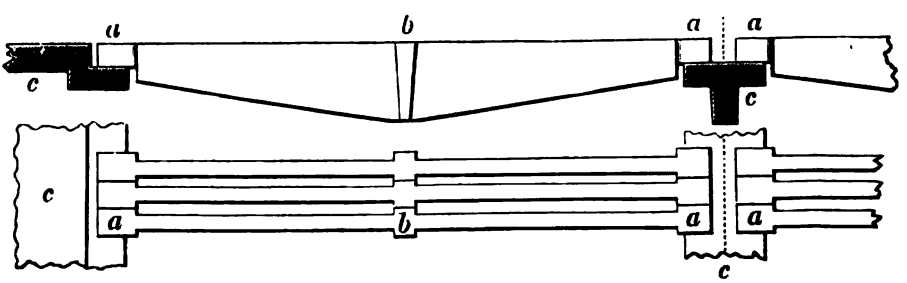


Fig. 7.

Figur 8 angiebt. Die Stäbe dieſes Roſtes ſind an einem Ende a hakenförmig ausgeſchnitten und greifen über den durchbrochenen Roſtträger c, wodurch ihre Lage geſichert iſt; am andern Ende b ſind die Stäbe abgeſchrägt und ruhen loſe auf einem entſprechend abgeſchrägten Roſtträger, auf welchem ſie ſich in der Längenrichtung frei verſchieben können, ohne durch Schlacken daran gehindert zu werden. Auch bilden die Köpfe a der Stäbe nicht, wie bei dem alten in Figur 7 gezeichneten Roſte eine ſo große todte Roſtfläche, ſondern geſtatten der Verbrennungsluft, ebenſo wie der Aſche, mehr freien Durchgang.

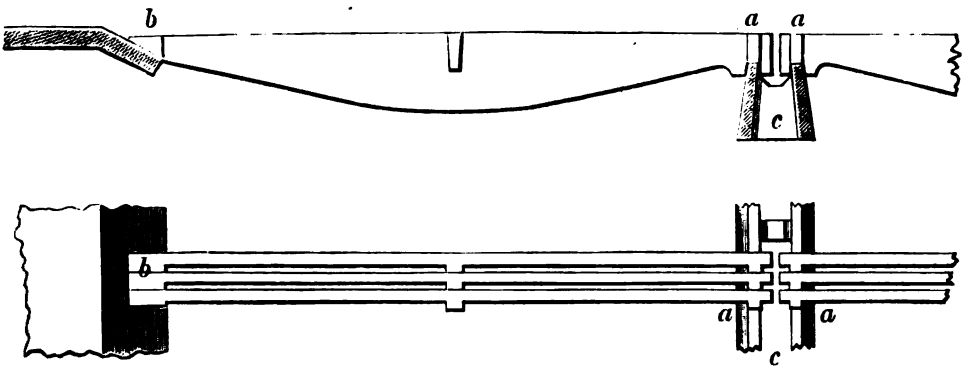


Fig. 8.

Derſelbe Zweck wird auch erreicht durch den in Figur 9 dargeſtellten Roſt, welcher beſonders in England gebräuchlich iſt. Bei demſelben ſind die

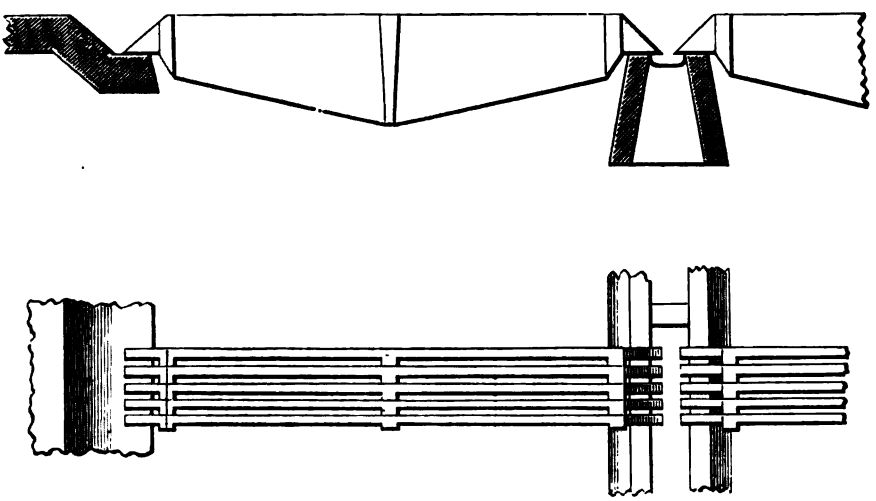


Fig. 9.

Abſchrägungen der Köpfe beiderſeitig oben angebracht, wodurch die etwa zwiſchen die Köpfe gerathende Schlacke eine Ausdehnung der Stäbe nicht hindert, ſondern dieſelbe gelockert und nach oben gedrückt wird.

Figur 10 zeigt den Mehl'ſchen Roſt. Bei dieſem iſt in ſehr zweckmäßiger Weiſe der freien unbehinderten Ausdehnung der einzelnen Stäbe dadurch Rechnung getragen, daß zwei benachbarte Stablagen gar keinen

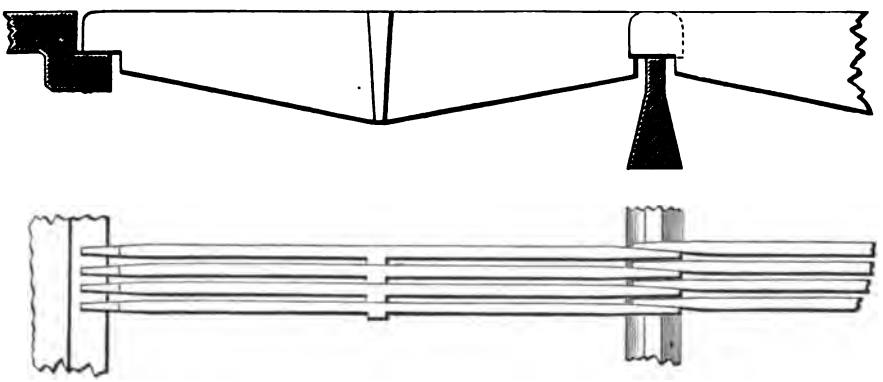


Fig. 10.

Zwiſchenraum zwiſchen ihren Kopfenden frei laſſen, in welchen ſich Schlacke einkeilen könnte. Anſtatt bei andern Roſtſtäben die Köpfe verdickt ſind, nimmt hier die Dicke des Stabendes ab, ſo daß die Stäbe mit ihren Enden zwiſchen einander greifen und ſich ſomit frei ausdehnen können, wodurch zugleich die Spaltenweite geſichert wird. In der Mitte der Stäbe ſind wie bei anderen Roſten Verdickungen zu demſelben Zwecke angebracht, der mittlere Roſtträger zeigt oben nur eine ſchmale Auflageſläche, um der Luft und der Aſche einem möglichſt freien Durchgang zu geſtatten.

Früher gab man den Roſtſtäben in der Mitte eine größere Höhe als an den Enden, vermuthlich um einer Durchbiegung nach unten vorzubeugen. Eine ſolche iſt aber wegen der ſehr geringen Belaſtung eines einzelnen Stabes durch das Brennmaterial überhaupt nicht zu befürchten. Eine große Höhe des Stabes hat nur den Zweck die Abkühlungsfläche desſelben zu vergrößern, und da nun ein Roſtſtab in der ganzen Länge einer gleichen Erhitzung ausgeſetzt iſt, ſo iſt auch an allen Punkten eine gleich große Abkühlung wünſchenswerth. Hieraus folgt, daß es richtiger iſt, die Roſtſtabhöhe überhaupt groß und überall gleich hoch zu nehmen, ſowie jede unnütze Vergrößerung der todten Roſtfläche zu vermeiden. Daher macht man die Verdickungen der Stäbe in der Mitte nicht mehr, wie bei allen alten Stäben oben breit und

unten ſchmal, ſondern umgekehrt, oder man läßt dieſe am beſten gar nicht bis zur Oberkante hinauf reichen.

Ein Beiſpiel eines neueren, dieſen Anforderungen genügenden Roſtſtabes ſtellt Figur 11 dar. Derſelbe zeigt bei a einen hakenförmigen Kopf, bei b

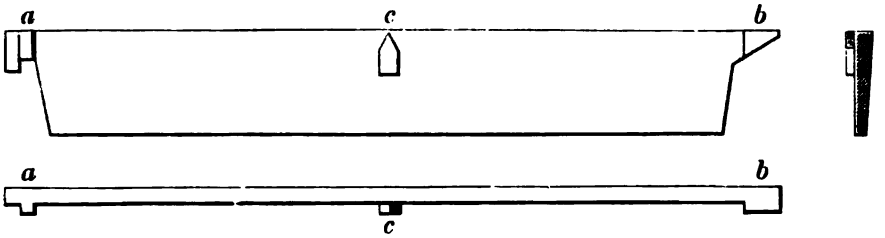


Fig. 11.

eine abgeſchrägte Auflageſläche und bei c eine, nach oben zugeſchärfte Verdickung zur Sicherung einer gleichmäßigen Spaltweite.

Um einerſeits die Roſtſtäbe durch die vorbeiſtrömende Luft möglichſt abzukühlen und andererſeits das Durchfallen kleiner Kohlentheilchen durch die Roſtſpalten ſoweit es angeht zu beſchränken, hat man die Spaltenweite immer kleiner und die Stabdicke immer geringer gemacht, wodurch die Haltbarkeit der gegoſſenen Stäbe natürlich geringer wird; die Folge davon iſt, daß man auch die Länge der Stäbe nicht mehr ſo groß wie früher nehmen darf. Solche dünne und kurze Stäbe haben aber auch nur ein geringes Gewicht und gerathen deshalb beim Schüren des Feuers leicht in Unordnung, fallen dabei auch wohl gelegentlich in den Aſchenraum — und dies veranlaßte die Anwendung von Roſtſtäben wie Figur 12 zeigt, die zwar ſchon längere Zeit unter dem Namen Champagne-Roſtſtäbe bekannt ſind. Der hier dargeſtellte Stab iſt als ein, aus drei ungleich hohen durch Querſtege mit einander verbundenen Stäben beſtehendes Bündel anzuſehen, welches aber in einem Stücke gegoſſen iſt. Ein ſolcher Stab hat eine größere Haltbarkeit, liegt ſicherer in ſeinem Lager als drei einzelne Stäbe und kann deshalb in einer größeren

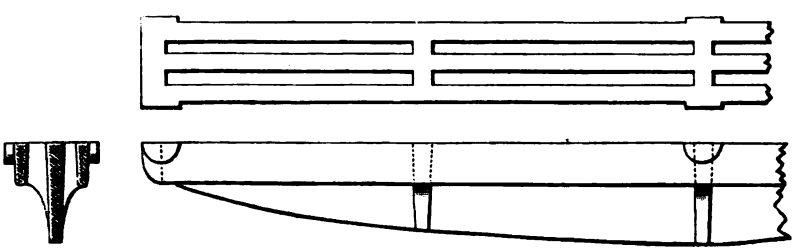


Fig. 12.

Länge ausgeführt werden. Ein zweites Beispiel eines solchen Roststabes zeigt Fig. 13. Derselbe besteht aus zwei, oben in der ganzen Länge und weiter

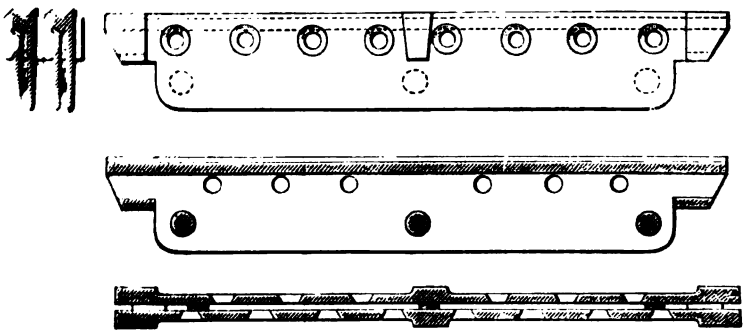


Fig. 13.

unten noch durch drei Querstege mit einander verbundenen Wangen. Die Oberfläche des Stabes ist aber nicht eben, sondern zeigt eine stumpfwinkelige, der Länge nach hinlaufende Furche, die den Zweck haben soll, den glühenden Kohlen weniger Berührungspunkte zur Erhitzung des Stabes zu bieten, indem man voraussetzt, daß sich die Furche mit Asche anfüllt, welche als schlechter Wärmeleiter, dem Stabe mehr Schutz gegen übergroße Erhitzung gewähren soll. Groß kann dieser Schutz gewiß nicht sein, weil beim Schüren und Zusammenschieben der Kohlen die Furche doch nicht immer mit Asche gefüllt bleiben wird.

Um der kühlenden Luft, welche zwischen die Wangen tritt, einen Ausweg zu schaffen, sind beide Wangen oben, dicht unter dem Verbindungsstege mit versetzt gestellten Löchern versehen, damit die Luftströme nicht auf einander treffen. Die kühlende Wirkung der zwischen die Wangen tretenden Luft kann aber auch nicht bedeutend sein, weil die wenigen verhältnißmäßig kleinen Löcher höchstens verhindern, daß die Luft zwischen den Wangen sich nicht staut; die nothwendige zweimalige Richtungsänderung der durch die Löcher strömenden Luft muß deren Geschwindigkeit bedeutend verzögern und kann den Luftstrom, welcher durch die oben offenen Spalten zwischen zwei Stäben fließt, nur hemmen. Viel besser würde es sein, wenn sich zwischen den mit einander verbundenen Wangen ebenfalls ein durchgehender, d. h. oben ganz offener Spalt befände. Die Wangen könnten dann etwas stärker sein, weil sich die Spaltenzahl verdoppeln würde.

Die Erkenntniß des Umstandes, daß die Oberfläche der Roststäbe bedeutend stärker erhitzt wird, als der untere Stabtheil, in Folge dessen ein Stab leicht springt, oder sich krumm zieht, hat Mehrere veranlaßt, die Ober-

fläche des Stabes mit Einſchnitten zu verſehen, wodurch zugleich die freie Roſtfläche vergrößert wird und der Stab länger und größer gemacht werden kann.

Der Gedanke iſt jedenfalls ſehr richtig, weil die, durch die Einſchnitte gebildeten kleinen Köpfchen ſich unabhängig von dem übrigen Stabe frei ausdehnen können, ohne in dem Stabe erhebliche Spannungen zu verurſachen, aber auch dieſes Auskunftsmittel hat ſeine Schattenſeiten. Zunächſt iſt die Reinigung eines ſolchen Roſtes von Schlacken auf alle Fälle ſchwieriger als eines nur aus glatten Stäben zuſammengeſetzten Roſtes mit nur parallelen geraden Spalten. Was aber die Vergrößerung der freien Roſtfläche anlangt, ſo kann letztere auch durch glatte Stäbe leicht in ausreichender Größe erhalten werden. Eine beſſere Vertheilung der Verbrennungsluft durch die Querfugen, wie ſie bei ſolchen Stäben als Empfehlung hervorgehoben wird, iſt aber kaum zu erwarten, auch nicht nöthig, da die aus den Spalten tretende Luft wegen ihrer bedeutenden Ausdehnung durch die Erhitzung, und bei der großen Unregelmäßigkeit der Kohlenſtücke, ſogleich in alle Zwiſchenräume zwiſchen die Kohlen gedrängt, alſo zu einer Ausbreitung gezwungen wird.

Als ein Beiſpiel eines ſolchen viel verbreiteten Roſtes ſei hier der Poligon-Roſt von Selwig & Lange angeführt der in Figur 14 dargeſtellt iſt. Die Stäbe dieſes Roſtes ſind unter ſich alle gleich, haben aber ver-

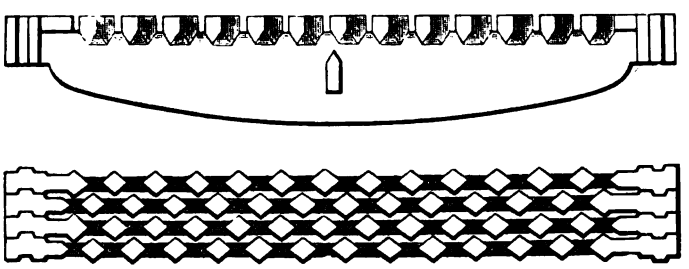


Fig. 14.

ſchieden geformte Enden, laſſen ſich jedoch, wie die Figur zeigt, zu einer rechteckigen Fläche zuſammenlegen.

Alle bis jetzt hier angeführten Roſtſtäbe ſind aus Gußeiſen hergeſtellt und daher, wenn ihre Dicke ſehr gering iſt, leicht zerbrechlich. Man fertigt deshalb dünne Roſtſtäbe auch aus Schmiedeeiſen an, und damit dieſelben eine geſicherte Lage erhalten, d. h. beim Schüren nicht ſo leicht in Unordnung gerathen und gegen ſeitliche Verbiegung geſchützter ſind, vereinigt man zwei

bis drei Stäbe durch Vernietung zu einem Stabbündel, bei welchem durch dazwiſchen gefügte kleine Platten die Spaltenweite unverändert erhalten wird. Solchen Roſtſtäben wäre ebenſo, wie den durch Guß hergeſtellten Stabbündeln nur der Vorwurf zu machen, daß ſich in ihren unveränderlichen Spalten leichter Schlacken feſtſetzen, dieſe alſo die Spalten verſtopfen können, als bei den Roſten, die nur aus loſen Eiſenſtäben beſtehen.

Ein ſchmiedeeiſerner Roſtſtab der eben beſchriebenen Art iſt in Figur 15 dargeſtellt. Derſelbe beſteht aus Walzeiſen von flach trapezförmigem Querſchnitt;

Fig. 15.

je drei Schienen von der Stablänge ſind durch zwei Nieten mit zwiſchengefügter dreieckiger oder trapezförmiger Platte, deren Dicke gleich der Spaltenweite iſt, zu einem Packet oder Bündel vereinigt. Die Nietköpfe ſind auf einer Seite verſenkt, auf der andern treten ſie jedoch ſo weit aus der Stabfläche hervor, daß die Stäbe aneinandergeſchoben ebenſo weite Spalten freilaſſen, wie die durch die dreieckigen Platten gebildeten.

Aus dem Vorſtehenden dürfte zur Genüge hervorgehen, daß es nicht ſehr viel auf die Form des Roſtſtabes ankommt, ſobald der Roſt nur den oben angeführten Anforderungen genügt, nämlich daß er

1. die nöthige Menge Verbrennungsluft in guter Vertheilung zu dem Brennſtoff treten,
2. möglichſt wenig unverbrannte Kohlenſtückchen in die Aſche fallen,
3. ſich leicht von Aſche und Schlacken reinigen laſſe und
4. möglichſt dauerhaft ſei.

Allen dieſen Anforderungen genügt aber ein einfacher glatter Stab, der dünn und hoch iſt und eine angemeſſene Länge hat, etwa der in Figur 11 dargeſtellte, ebenſogut, oft ſogar beſſer, als andere Stäbe von weniger einfacher Form.

Ueber das Verhältniß der freien zur Geſammtroſtfläche ſind bereits oben Angaben gemacht worden; es erübrigt hier nur noch die Bemerkung, daß man das paſſende Verhältniß ſtets einhalten kann, gleichgültig, ob man dicke

oder dünne Stäbe anwendet; denn je dicker der Stab gemacht wird, desto breiter muß man die Spalten wählen, wenn nur das Verhältniß der Spaltenweite zur Stabdicke dasselbe bleibt, wie das Verhältniß der freien zu der todten Roſtfläche. Man wird demnach die Abmeſſungen von Spaltenweite und Stabdicke nur dem zu verbrennenden Material anzupaſſen nöthig haben.

Enge Spalten ſind unter allen Umſtänden vortheilhaft, weil ſie eine gute Luftvertheilung und auch eine wirkſame Kühlung der Stäbe herbeiführen. Da aber enge Spalten dünne Stäbe bedingen, dieſe jedoch leichter zerſpringen und in Unordnung gerathen, ſo muß man bei backender, ſowie bei ſtark ſchlackender Kohle ſtärkere Stäbe, alſo auch weitere Spalten wählen, weil die Roſtſtäbe durch das Aufbrechen der Backkohle und das häufigere Abſchlacken mehr zu leiden haben, als bei Sandkohlen und ſolchen, die nur wenig Schlacken zurücklaſſen.

Für klare und ſtaubige Kohlen müßten naturgemäß die engſten Spalten angewendet werden; doch da man dieſelben nicht wohl ſchmäler als 4, höchſtens 3 mm nehmen kann, ſo würden immer noch ſehr viele Kohlentheilchen unbenutzt in den Aſchenfall gerathen. Andererſeits findet auch die Luft bei dieſen, ſich immer ſehr dicht lagernden Brennſtoffen nur ſchwierig einen Durchgang, ſo daß es eines kräftigen Zuges bedarf, um dieſelben zu vollſtändiger Verbrennung zu bringen.

Ein kräftiger Zug bei ſtaubigem Brennmaterial hat aber wieder den Nachtheil, daß dadurch viele Brennſtofftheile unverbrannt in den Schornſtein geriſſen werden, und ſo iſt es leicht einzuſehen, daß Staubkohlen nur unter erheblichen Verluſten auf Planroſten verwendet werden können.

Es entſteht nun die Frage: „unter welchen Umſtänden ſind dieſe unvermeidlichen Verluſte am geringſten?“

Die Praxis beantwortet dieſelbe einfach durch den Ausſpruch: „Man mache die Staubkohlen mit Waſſer naß, bevor ſie auf den Roſt gebracht werden!“

Es iſt aber an und für ſich immer nachtheilig, naſſe Brennſtoffe zu verwenden, weil damit immer ein Wärme-Verluſt verknüpft iſt, der dadurch herbeigeführt wird, daß das Waſſer in Dampf verwandelt werden muß, was wie bekannt nur unter Bindung beträchtlicher Wärmemengen geſchieht. Indem ſich aber der Waſſerdampf mit den Heizgaſen miſcht, vergrößert er deren Volumen, dünkt ihre Temperatur herab und vermindert erheblich ihre Wirkſamkeit. Im vorliegenden Falle jedoch ſind die direkten Verluſte durch unverbrannt bleibende Kohlentheilchen größer, ſobald man ſtaubige Kohlen im trockenen Zuſtande verbrennt, als wenn man ſie naß macht.

Naſſe Staubkohlen und zwar auch die mageren, backen nämlich im angenäßten Zuſtande zu breiigen, mehr oder weniger feſt zuſammenhängenden Klümpchen zuſammen, von welchen nur wenig durch die Spalten fällt und die ſelbſt ein lebhafter Zug nicht nach dem Schornſtein entführt. Solche zuſammenhängende Klumpen geſtatten auch der Luft einen leichteren Durchgang.

Das Naßmachen der Kohlen hat aber nur in dieſem einzigen Falle mehr Nutzen als Schaden; großſtückige Kohlen anzufeuchten, führt immer zu Verluſten. Wenn der Schmied ſeine Kohlen auf dem Feuer von außen naß macht, ſo verfolgt und erreicht er damit einen ganz anderen Zweck, nämlich den, die Verbrennungsluft nicht durch den Kohlenhaufen hindurch zu blaſen, ſondern dieſelbe auf eine kleine Stelle im Innern des Kohlenberges zu richten, um daſelbſt eine möglichſt große Hitze zu erzeugen. Die äußeren Kohlen des Haufens werden durch das Benetzen abgekühlt und backen hohlkugelförmig zuſammen; in der Höhlung dieſer zuſammenhängenden Kruſte, die nach außen gegen Abkühlung ſchützt, verbrennen nun die glühenden Kohlen im Innern unter dem Einfluß der hineingepreßten Gebläſeluft unter Entwickelung einer ſehr hohen Temperatur. Von einer ökonomiſchen Ausnutzung der hierbei verbrannten Kohlenmenge kann ſelbſtverſtändlich aber gar keine Rede ſein, weil das Ziel dieſes Verfahrens nur die Erreichnng eines hohen Hitzegrades auf einer verhältnißmäßig kleinen Stelle iſt.

Wichtiger als die Form, iſt das Material und die Beſchaffenheit der Oberfläche bei den Roſtſtäben namentlich im Bezug auf ihre Brauchbarkeit und Dauer. Die meiſten Roſtſtäbe werden aus Gußeiſen gefertigt. Das zu verwendende Gußeiſen darf aber kein leichtflüſſiges, aber auch kein phosphorhaltiges ſein, weil dieſes in der Kälte leicht bricht. Die Roſtſtäbe müſſen auch gut gekühlt ſein, wenn ſie im Feuer nicht ſpringen ſollen, weil ihre Temperatur im Gebrauche oben und unten ſehr ungleich iſt.

Damit aber nicht Schlacken an der Oberfläche der Stäbe feſtbrennen, was um ſo leichter geſchieht, je ſandiger und rauher dieſelbe iſt, ſo muß die Oberfläche dre Roſtſtäbe möglichſt glatt und dicht ſein. Mit recht gutem Erfolge hat man deshalb die Roſtſtäbe oben glatt geſchliffen. Faſt eben ſo gut bewähren ſich Hartgußſtäbe, d. h. ſolche mit ſehr glatten und harten Oberflächen die durch Schalenguß erzeugt werden.

Anſtatt die oberen Flächen der Roſtſtäbe mit Längsfurchen zu verſehen, wie es vielfach geſchieht (ſ. Figur 13) iſt es beſſer, dieſelben konver und möglichſt glatt zu machen, weil die Schlacken an ſolchen Roſtſtäben ſich nicht leicht feſtſetzen und auch leichter daran abgeſtoßen werden können. Hierbei

verdient die Querſchnittsform nach Figur 17 einen Vorzug gegen die Form nach Figur 16. Den Kohlen wird durch ſolche Roſtſtaboberfläche die

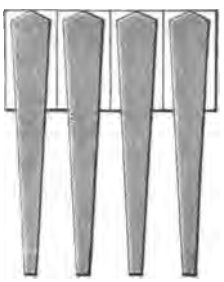


Fig. 16.

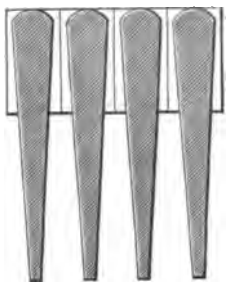


Fig. 17.

Gelegenheit genommen, die todte Roſtfläche zu vermehren. Die ganz unregelmäßig geformten Kohlenſtücke haben faſt keine einſpringenden, ſondern meiſt nach außen ſpringenden Flächenwinkel und daraus ergiebt ſich, das die Stücke nur mit mehr oder weniger ebenen Flächen auf dem Roſte ruhen. Iſt nun die Roſtſtabfläche konvex-abgerundet, ſo kann auch die Berührung zwiſchen den Kohlenſtücken und der Roſtoberfläche faſt nur in Ecken und Kanten erfolgen und ſomit wird hierdurch in viel einfacherer und zweckentſprechenderer Weiſe dafür geſorgt, daß die aus den Roſtſpalten tretende Luft ſich ſogleich vielfach vertheilt und überall an die Kohlen tritt, wozu ſie durch ihre Ausdehnung in Folge der, über dem Roſte herrſchenden hohen Temperatur ohnehin gezwungen wird.

Das Ergebniß aus vorſtehenden Betrachtungen iſt, daß die beſten Roſtſtäbe für Planroſte die einfachſten ſind. Macht man die Roſtſtäbe zum Zwecke einer guten Abkühlung dünn und hoch bei angemeſſener Länge, verſieht ſie oben mit einer glatten abgerundeten Auflageſläche für die Kohlen und fertigt ſie aus einem möglichſt widerſtandsfähigen Material, ſo hat man das in dieſer Beziehung eben Erreichbare.

Die Planroſte werden meiſt horizontal oder nur wenig nach hinten geneigt angeordnet. Letzteres geſchieht namentlich bei Innenfeuerungen, wo man bei genau horizontaler Roſtlage ſonſt nicht die nöthige Höhe für die Feuerbrücke erhalten würde, um zugleich in einem zweckmäßigen Abſtande von der Keſſelwand entfernt bleiben zu können.

Einige Fälle, in welchen man auch einen Planroſte eine ſtarke Neigung von 50^0 und mehr giebt, ſollen ſpäter bei einigen beſonderen Keſſelkonſtruktionen näher beſprochen werden.

II. Der Treppenroſt.

Ein Hauptübelſtand bei einem Planroſte der gewöhnlichen Anordnung iſt, daß man bei ſeiner Beſchickung mit friſchem Brennſtoff, ſowie beim Schüren des Feuers und dem Abziehen der Schlacken jedesmal die Feuerthür öffnen muß. Hierbei ſtrömt ſtets eine ziemlich beträchtliche Menge kalter Luft in den Verbrennungsraum ein, welche die Feuergaſe abkühlt und Veranlaſſung zu Rauch- und Rußbildung giebt, alſo Verluſte herbeiführt. Leichte Braunkohlen und andere ähnliche Brennmaterialien, welche ſchnell herunter brennen, erfordern ein ſehr häufiges Oeffnen der Heizthür und vermehren dadurch dieſe Verluſte.

Das Beſtreben, hier Abhülfe zu ſchaffen, hat zur Anwendung des Treppenroſtes geführt der dieſen Mangel nicht hat und auch noch andere Vorzüge in ſich vereinigt.

Es ſei hier jedoch gleich die Bemerkung vorausgeſchickt, daß ein Treppenroſt nur für kleinſtückiges, bis ſtaub- und pulverförmiges, überhaupt nur geringwerthiges Brennmaterial mit Vortheil anwendbar iſt.

Bei einem Treppenroſte liegen die einzelnen Roſtſtäbe nicht in Richtung der Länge des Roſtes, ſondern quer dazu und zwar ſo, daß ſie einer Treppe ähnlich, nach der Feuerbrücke hin abfallend breite, niedrige Stufen bilden, die ſich theilweiſe überdecken. Der Neigungswinkel der Roſtebene mit der Horizontalen richtet ſich nach der Beſchaffenheit des Brennſtoffs.

Das Eintragen des Brennmaterials bei einem Treppenroſte erfolgt in der Regel durch einen Rumpf- oder Fülltrichter, deſſen unter- Oeffnung ſich unmittelbar über der höchſten Stufe des Ro Wird der Fülltrichter immer bis oben mit Brennſtoff angefü ſo ſinkt dieſer, die Trichteröffnung ſtets geſchloſſen erhaltend, eigenes Gewicht frei auf den Roſt herab und fällt in dem S wie die Verbrennung auf dem Roſte fortſchreitet. Die Stufen ein ganz gleichmäßiges Nachrutſchen der Kohlen über den hinweg, weil man deſſen Neigungswinkel immer um einige G nimmt, als der natürliche Böſchungswinkel des anzuwendenden beträgt; man muß daher durch Stochen und Schüren zwiſchen ein gleichmäßiges Niedergehen des Brennſtoffs herbeiführen, ſel Unregelmäßigkeit zeigt.

Man ſieht aber, daß zunächſt, um friſches Brennmaterial das Oeffnen einer Feuerthür gar nicht nöthig, alſo ein Hinein kalter Luft auch nicht möglich iſt.

Ein Treppenroſt verhindert, bei entſprechender Anordnung vollſtändig, daß unverbranntes Brennmaterial in den Aſchenra

weil daſſelbe nur vorwärts von Stufe zu Stufe bis zu ſeiner vollſtändigen Verbrennung niedergeht, und darin beſteht ein zweiter Vorzug, den der Treppenroſt dem Planroſte gegenüber beſitzt. Dieſe gute Eigenſchaft macht ihn daher zur Verbrennung von ſtaubigen, erdigen Braunkohlen, Torfgrus, Lohe, Sägeſpähnen u. ſ. w. beſonders gut geeignet, ſodaß man ihn mit großem Vortheil zur Verbrennung ſolcher leichten, geringwerthigen Brennſtoffe benutzen kann.

Einen gut eingerichteten Treppenroſt für Braunkohlenfeuerung, für welche ja die meiſten Treppenroſte im Gebrauche ſtehen, zeigt Figur 18.

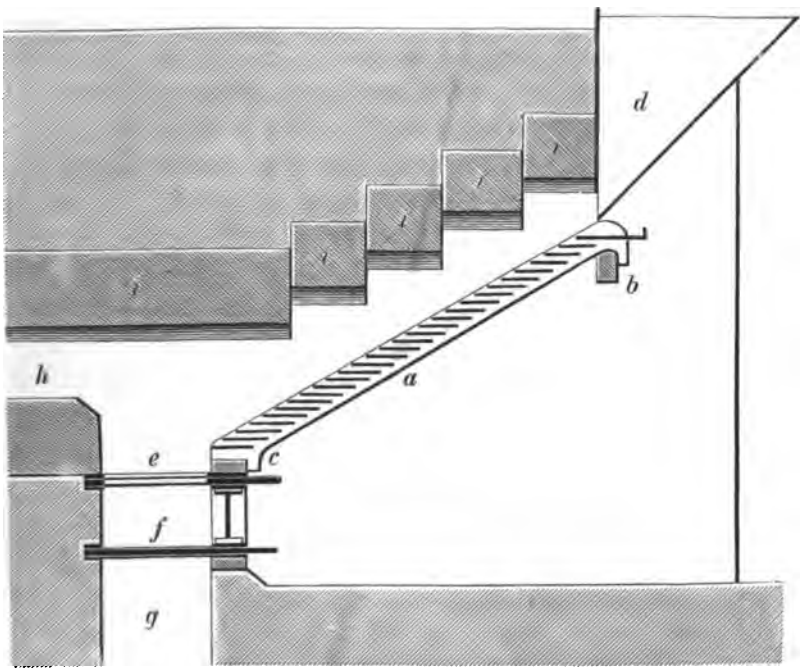


Fig. 18.

Es bedeutet a den Roſt, b und c die eiſernen Träger deſſelben, d den Fülltrichter, e einen kurzen aus einzelnen Schiebern gebildeten Planroſt zur ſchließlichen Verbrennung der bis dahin gelangten aber noch nicht vollſtändig verbrannten Kohlentheilchen. f ſind mit dieſem parallele die Luft abſchließende, d. h. nicht durchbrochene Schieber, welche die Aſche und Schlacken von dem kleinen Planroſte zunächſt aufzunehmen haben. Dieſe Plattenſchieber überdecken eine Oeffnung g, die ſich über den Aſchenkanal befindet. h iſt die Feuerbrücke und i iſt feuerfeſtes Mauerwerk, welches den ganzen Roſt gewölbartig überdeckt.

Der Rost selbst besteht aus drei oder mehr parallelen Wangen mit zwei oder drei dazwischen verlaufenden Lagen von Stäben. Zur Aufnahme und Unterstützung der aus flachen Eisenstäben gebildeten Roststäbe besitzen die Wangen entweder eingegossene Knaggen, welche die Lage der einzelnen Stäbe sichern und in solchen Entfernungen angebracht sind, daß zwischen je zwei mit einander folgenden Stäben oder Stufen Zwischenräume von etwa 20 mm frei bleiben, während die Vorderkanten der Stufen einen Winkel von etwa 30° gegen die Horizontale bilden.

Die Dicke der Stäbe beträgt je nach ihrer Länge 8 bis 12 mm und ihre Breite 100 bis 120 mm. Bei dem angegebenen Neigungswinkel überdeckt jeder Stab den darunter liegenden um etwa 48 mm, so daß kein Kohlentheilchen direkt durch Herabrollen in den Aschenraum fallen kann. Theilchen, welche rückwärts rollen, bleiben auf den Stufen liegen.

Die Länge der Stäbe, d. i. die lichte Weite zwischen zwei Wangen beträgt 0,4 bis 0,6 m, die Dicke der Wangen 25 bis 30 mm und ihre Breite 100 bis 120 mm.

Anstatt die Stäbe lose zwischen die Wangen einzulegen, findet man auch Wangen und Stäbe fischgrätenartig in zusammenhängenden Stücken gegossen, man darf dann aber die Stablänge nicht zu groß nehmen, weil die freistehenden Stabenden bei unvorsichtigen Stochen leicht abbrechen können. Zu empfehlen ist eine solche Einrichtung überhaupt nicht.

Wie eben angegeben, soll der Neigungswinkel des Rostes gegen die Horizontale stets um einige Grade kleiner sein, als der natürliche Böschungswinkel des frei aufgeschütteten Brennmaterials ist, und dies ist von besonderer Wichtigkeit, damit die Kohlenschicht sich oben dicker als unten gestalte. Dies ist nicht nur zweckmäßig damit die Kohlen unten sicher zum Ausbrennen kommen, sondern auch deshalb, weil man im anderen Falle eine gute Bedienung des Rostes gar nicht in der Gewalt haben würde. Aufgabe ist es nämlich, dafür zu sorgen, daß der Rost stets und überall mit einer angemessen hohen, möglichst gleichmäßigen Kohlenschicht bedeckt sei. Wäre der Neigungswinkel des Rostes größer, als der Böschungswinkel, so wäre man nicht im Stande, immer eine angemessene Schichthöhe zu erhalten, weil jedes Schüren die Schicht nach unten verstärken und verursachen würde, daß immer frische Kohlen bis nach der tiefsten Stelle des Verbrennungsraumes gelangen, also nicht gut ausbrennen würden.

Im Ganzen ist die Bedienung eines Treppenrostes viel einfacher und leichter, als die eines Planrostes, und erfordert, wenn der Treppenrost richtig angelegt ist, auch nicht soviel Umsicht und Gewandheit wie ein Planrost.

Hält man den Fülltrichter nur immer gefüllt und befördert das Herabgleiten der Kohlen über die Stufen nach Erfordern durch Einschieben eines dünnen flachen Schüreisens zwischen die Luftspalten, und sorgt man für rechtzeitige Entfernung von Asche und Schlacken, so findet ununterbrochen eine recht gleichmäßige Verbrennung und zwar ohne Rauchbildung und ohne großen Luftüberschuß statt. Hierbei gewährt die geneigte Lage des Rostes eine bequeme Uebersicht über seine ganze Unterfläche und gestattet, jede einzelne Stelle, an welcher der Rost etwa nur mangelhaft bedeckt ist, leicht heraus zu finden, um dort nachhelfen zu können, was sehr leicht ist. Ist die Neigung des Rostes nicht zu groß, so läuft man nicht Gefahr, durch Nachstoßen frische Kohlen über den ganzen Rost hinweg bis nach dem kleinen Planroste zu schieben, wo ihre Verbrennung nur eine mangelhafte sein könnte. Dieser kleine Planrost hat nur den Zweck, die Asche und Schlacken, sowie die kleinen, etwa noch nicht ganz ausgebrannten Kohlentheilchen aufzunehmen. Haben sich darauf Asche und Schlacken angehäuft, so bringt man dieselben durch Vorziehen der Rostschieber e zunächst auf die Plattenschieber f, schiebt den Planrost wieder an seine Stelle und bedeckt ihn durch Nachstochen mit einer dünnen Schicht von Asche und Kohlen. Hierauf erst befördert man Asche und Schlacken durch Herausziehen der Plattenschieber durch die Oeffnung g in den Aschenkanal.

Man sieht hieraus, daß auch das Abschlacken leicht vor sich geht, ohne den Gang des Feuers zu stören und ohne kalte Luft eintreten zu lassen.

Ist der untere, nicht durchbrochene Schieber f von Asche und Schlacken befreit, so schiebt man ihn wieder ein; durch denselben kann man auch die Luft zu dem kleinen Planroste, je nach Bedarf, ganz oder theilweise absperren. Sollte z. B. bei dicht bedecktem Roste ein Luftmangel eintreten, so lüftet man die Platten etwas, um durch den Luftzutritt die Verbrennung zu einer vollständigen zu machen. Zweckmäßig angebrachte Schaulöcher gestatten leicht, den Gang des Feuers öfter zu beobachten.

Ganz frei von Mängeln ist indeß ein Treppenrost auch nicht, doch sind dieselben nicht erheblich, nur muß man ihn nicht für Brennmaterialien anwenden, für welche er sich nicht eignet. Ein Mangel des Treppenrostes besteht darin, daß er die Asche nicht selbst durchfallen läßt, sondern daß sich dieselbe mit den brennenden Kohlenstückchen mischt und auf dem Roste verbleibt, bis sie erst am Ende des Rostes ausgestoßen werden kann. Mittels eines breiten Schüreisens, das man dicht auf den Roststäben unter den Kohlen hindurch zieht, muß man die Asche ablösen und nach und nach auf den Planroste befördern.

Ein weiterer Nachtheil ist der, daß die brennenden Kohlen mit einer großen todten Auflagefläche in Berührung sind und sich dadurch stark abkühlen, in Folge dessen auf einem Treppenroste nur da eine lebhafte Verbrennung stattfindet, wo die Luft durch die Spalten streicht, während die grade auf den breiten Stufen aufliegenden Stücke zunächst nur verkohlen. Doch auch dieser Uebelstand ist nicht so bedeutend, da man Treppenroste fast nur in Vorfeuerungen anwendet, wo man die Temperatur leicht genug auf die nothwendige Höhe bringen kann; auch schützt diese Bedeckung der Stäbe dieselben vor rascher Zerstörung. Endlich bleiben die Kohlen auch nicht immer auf derselben Stufe liegen, sondern fallen durch das Nachstoßen auf die schon in Glut befindlichen Kohlen der niedrigeren Stufe, wo sie verhältnißmäßig schnell ausbrennen.

Das sich Treppenroste für dichte, schwere und großstückige Brennstoffe nicht eignen, ist schon angeführt worden, sie sind also unbrauchbar für Kohks, Anthrazit und Steinkohlen, am wenigsten aber für solche Steinkohlen, welche schlacken, backen oder auch nur sintern, denn ein Treppenrost gestattet kein Aufbrechen zusammengebackener Kohlenklumpen und kein Abstoßen und Losbrechen festgebrannter Schlacken, ohne sogleich in Unordnung zu gerathen. Auch würde er selbst, sowie das, den Rost überspannende Ofenmauerwerk bei der hohen Verbrennungstemperatur, welche die Steinkohlen entwickeln, nur von sehr geringer Dauer sein.

Treppenroste werden besser breit und kurz, als lang gemacht, weil sich dann die Verbrennung besser und gleichmäßiger regeln läßt; sie sind daher für Innenfeuerungen wenig geeignet.

Auch bei den Treppenrosten kommen einige Abweichungen hinsichtlich ihrer Bauart vor. So hat man, um z. B. das Feuer sofort vom Kessel entfernen zu können, den ganzen Rost um eine horizontale Achse drehbar eingerichtet; mittels eines Hebels kann man den ganzen Rost sofort umkippen, wobei die daraufliegenden Kohlen in den Aschenfall stürzen u. s. w.

Bequem für das Anzünden des Feuers ist die Anbringung einer Thür oder Klappe am untern Theile des Fülltrichters. Auch ein Blechschieber zum Verschlusse der unteren Oeffnung desselben, der sich durch Schraube und Handrad genau und sicher reguliren läßt, wird zweckmäßig angebracht.

8. Besondere Feuerungseinrichtungen.

Der größte Mangel, welcher einem Planroste anhaftet, besteht wie früher dargelegt darin, daß die Verbrennung auf demselben keine ununterbrochen gleichmäßige sein kann, weil das Feuer periodisch zu schüren, der Rost nach Erforderniß auch von Asche und Schlacken zu reinigen, sowie

frisches Brennmaterial einzutragen ist. Alles dies kann nur bei geöffneter Heizthür geschehen; durch diese strömt aber eine große Menge kalter Luft ein, welche den Verbrennungsraum abkühlt und dadurch zu Rauch- und Rußbildung Veranlassung giebt.

Beim Treppenrost fällt dieser Uebelstand weg, weil ein Oeffnen der Heizthür nicht nöthig ist; derselbe ist aber wie gesagt, nur für leichte und geringwerthige Brennmaterialien anwendbar und passend. Um nun der Vortheile, die ein Treppenrost gewährt, auch bei anderen Brennstoffen theilhaft zu werden, hat man schon seit einer Reihe von Jahren versucht, den Planrost so einzurichten, daß er ohne Heizthür, mithin ähnlich wie ein Treppenrost, bedient werden kann. Dazu ist erforderlich, daß der Brennstoff zunächst stetig auf den Rost geschafft werde, was bei einer gewissen Stückgröße der Kohlen recht wohl durch einen Schütt- oder Fülltrichter erfolgen kann. Um aber den Brennstoff mit einer Geschwindigkeit, welche der Aufzehrung der Kohlen auf dem Roste entspricht, darauf ununterbrochen vorrücken zu lassen, dafür stehen nur zwei Wege offen. Entweder muß man die auf dem horizontalen oder doch nur sehr wenig geneigten Planroste aufgegebenen Kohlen durch mechanische Mittel weiterbefördern, oder man muß dem Planroste eine so starke Neigung geben, daß die Kohlen darauf durch ihr eigenes Gewicht in dem Maaße nachrücken, als ihre Verbrennung fortschreitet.

Den ersten Weg haben viele englische Techniker eingeschlagen und eine Anzahl von sogenannten mechanischen Heizern konstruirt, die zum Theil auch ganz beachtenswerthe Erfolge erreichen lassen. Diese Einrichtungen sind aber entweder zu verwickelt oder wirken nur mangelhaft, und erfüllen ihren Zweck meist nur bei Anwendung besonderer Kohlen von möglichst gleichmäßiger Stückgröße; alle aber leiden an dem Uebelstande, daß sie eine mechanische Kraft erfordern, und Transmissionswellen mit Zapfenlagern, Riemenscheiben, Rädern u. s. w. in's Kesselhaus gelegt werden müssen, woselbst wegen des nicht abzuhaltenden Staubes und Schmutzes solche Theile nur schwierig in gutem Gange erhalten werden können, was häufigere Ausbesserungen und Betriebsstörungen unvermeidlich macht.

Der zweite Weg, den Planrost so stark zu neigen, daß die aufgebrachten Kohlen durch ihr eigenes Gewicht nachrutschen, ist auch mehrfach und ebenfalls mit Erfolg beschritten worden. Es liegt wohl auf der Hand, daß dieser Weg der einfachere ist, schon weil man keinen besonderen Mechanismus und keine denselben bewegende Kraft gebraucht, zumal auch kein mechanischer Heizer erfunden werden dürfte, der einen lebendigen ganz entbehrlich zu machen im Stande ist. Wenn bei einem entsprechend geneigten Planroste

über von der Hand des lebendigen Heizers Nachhülfe wie bei einem Treppenroſt gegeben wird, ſo kann auf ſolche Weiſe recht wohl auch auf einem Planroſte eine gute Verbrennung erzielt werden.

Es mögen hier von derartigen Feuerungen die beiden beſten angeführt werden, welche in Deutſchland ſchon einige Verbreitung gefunden haben, obwohl ſie nicht ganz frei von Mängeln ſind.

Die erſte derſelben, die Ten-Brink-Feuerung, iſt ſchon ſeit 30 Jahren bekannt. Ihr Erfinder, der Fabrikbeſitzer Ten-Brink in Arlen hat dieſelbe 1860 für Lokomotiven konſtruirt und ſpäter vielfach für feſtſtehende Keſſel eingerichtet.

Dieſe Feuerung erfordert eine beſondere Keſſelkonſtruktion und muß zu ziemlich koſtſpieligen Ausbeſſerungen führen, wie leicht einzuſehen iſt.

Die Figuren 19 und 20 zeigen eine Ten-Brink-Feuerung an einem Zweiflammrohrkeſſel. Figur 19 ſtellt die Feuerung links in der Vorder-

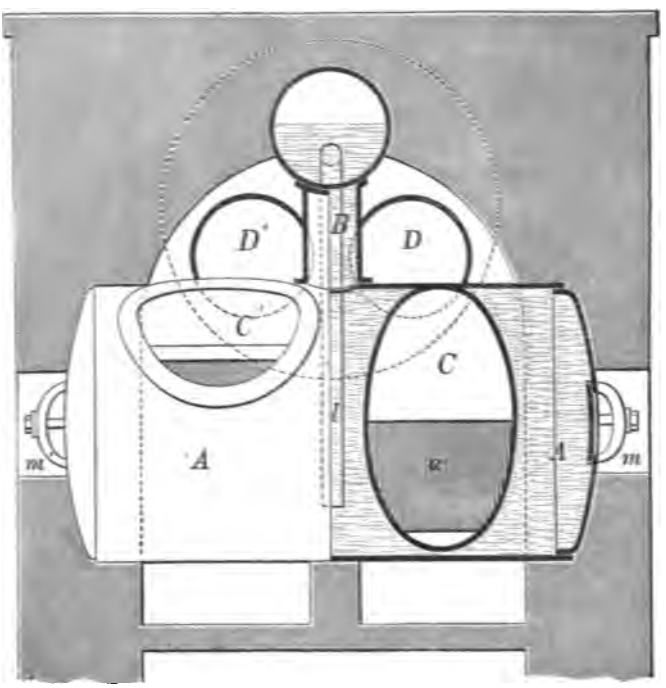


Fig. 19.

Ansicht und rechts im lothrechten Durchschnitt, Figur 20 im lothrechten Längendurchschnitt dar.

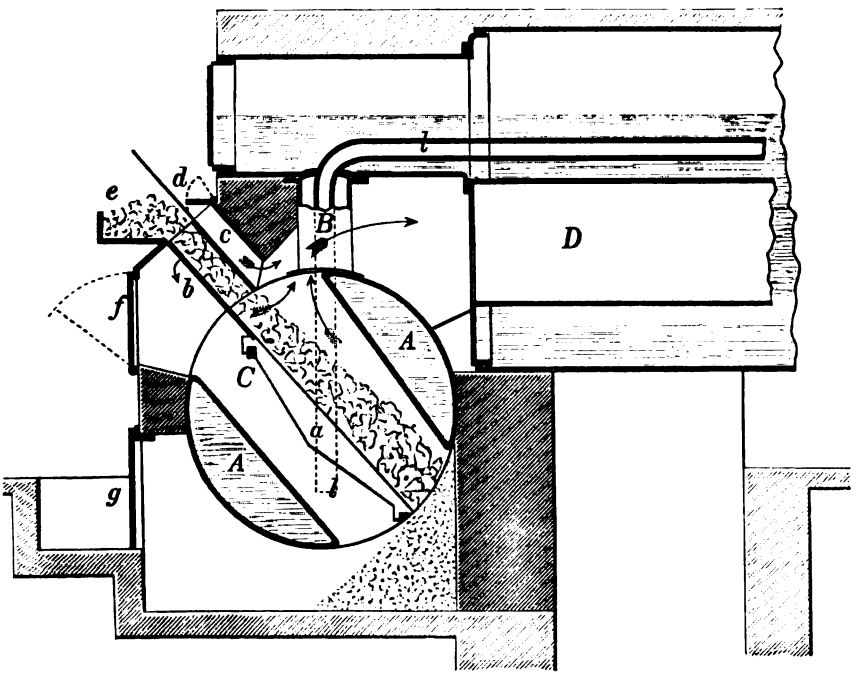


Fig. 20.

Quer vor dem Hauptkessel befindet sich ein kurzer weiter Walzenkessel A, der durch den Stutzen B mit dem Hauptkessel in Verbindung steht. Der Kesselkörper A ist von zwei konischen Feuerröhren C und C¹ von links oben nach rechts unten quer durchdrungen, und in beiden befindet sich eine Feuerung. In der Mitte der Feuerröhren ist ein stark geneigter Planrost a, dessen obere Fortsetzung die Feuerplatte b bildet. Letztere ist die Sohle eines gußeisernen Kastens mit einer zur Feuerplatte parallelen Zwischenwand, welche mit der oberen Decke und den Seitenwänden des Kastens einen Kanal c bildet, durch welchen Luft über die Kohlenschicht gelangen kann. Die durch ein Scharnier drehbar gemachte Klappe d gestattet eine Regelung dieser Oberluft.

Die Kohlen gelangen von einem Fülltrichter e auf die Feuerplatte und gleiten durch ihr Eigengewicht nach und nach über den Rost hinweg.

Der Zutritt der Verbrennungsluft unter den Roſt kann durch die Klappthür f geregelt werden.

Die Kohlen werden hierbei auf dem oberen Roſttheile entgaſt und kommen weiter unten als Kohks zu vollſtändiger Verbrennung. Aſche und Schlacken, die ſich am Ende des Roſtes anſtauen, bilden hinten den unteren Abſchluß der Feuerung und müſſen nach Erfordern vorſichtig entfernt werden, damit vom Roſte nicht unverbrannte Kohlen in die Aſche fallen.

Die vom unteren Roſttheile nach vorn zurückſchlagenden Flammen und Feuergaſe müſſen ihren Weg über den oberen Roſt und die friſchen Kohlen hinweg nehmen, wo ſie ſich mit den daraus entwickelten Gaſen und der Oberluft miſchen, was zu einer rauchfreien und guten Verbrennung ohne großen Luftüberſchuß führt, ſobald Alles wie erforderlich, zuſammenpaßt, nämlich: Schichtdicke, Zugſtärke, Temperatur und Luftmenge. Die Feuergaſe treten hierauf in die Flammrohre, d. h. in die Feuerzüge des Keſſels.

Die Neigung des Roſtes muß der zu verbrennenden Kohle angepaßt ſein und beträgt 45^0 bis 50^0. Damit nicht zu viel klare Kohle durch die Roſtſpalten falle, ſind die Roſtſtäbe an der oberen Hälfte mit horizontalen Querrippen verſehen, wodurch der Roſt in der Seiten-Anſicht das Ausſehen eines Treppenroſtes gewinnt. Dieſe Querrippen ſollen auch das Zuſtrömen der Unterluft beſchränken, weil zum Entgaſen der Kohlen nicht ſo viel Luft erforderlich iſt wie unten, wo die Verbrennung eine ſehr lebhafte iſt und eine hohe Temperatur erzeugt. Das Oeffnen einer Feuerthür fällt hier fort, weil die Kohlen ſelbſtthätig nachrutſchen; ein Schüren im Allgemeinen iſt nicht erforderlich, da ſich die Schichtdicke der Kohlen durch die Anſtauung der Aſche unten von ſelbſt regelt, wenn die Entfernung von Aſche und Schlacken in richtig bemeſſener Weiſe erfolgt.

Ein Aufbrechen der Kohlenſchicht aber, wie ſolches bei backender Kohle nothwendig wird, iſt hier nicht angänglich, da man nur von unten durch die ſchmalen Roſtſpalten etwas nachhelfen, oder das Schüreiſen durch den Kanal für die Oberluft einführen muß, was immerhin recht unbequem wird und das Feuer ſtört. Der Roſt, weil ſchwer zugängig, läßt ſich auch ſchlecht beobachten.

Der Keſſelkörper A muß ſtets mit Waſſer vollſtändig gefüllt ſein. Das Rohr l, welches durch den Stutzen B hindurch geht, führt das Waſſer vom hinteren Keſſeltheile in den Keſſelkörper A, aus welchem das Gemiſch von Waſſer und Dampf durch den Stutzen nach dem Hauptkeſſel ſtrömt.

Da hier die obere Mündung des Feuerrohrs und der Scheitel des Kesselkörpers A die Stelle der Feuerbrücke vertritt, gerade da, wo außen die größte Hitze herrscht und sich im Innern stets mit Dampfbläschen gemischtes Wasser befindet, so ist leicht einzusehen, daß hier die Vernietung leicht durchbrennen muß und kostspielige Ausbesserungen nicht ausbleiben können. Um eine möglichst schnelle Ueberführung des entwickelten Dampfes nach dem Hauptkessel herbeizuführen, hat man zwar diesen Kesseltheil durch Stutzen auch noch zu beiden Seiten mit dem Hauptkessel in Verbindung gesetzt, doch wird dadurch an der Thatsache wenig geändert.

Bei Anwendung einer passenden Kohle kann ein, auf die Ten-Brink-Feuerung gut eingeschulter Heizer damit sehr gute Erfolge erzielen, wie die Berichte über damit angestellte Versuche erkennen lassen, und daher schreiben sich eine Menge von Nachahmungen der Ten-Brink-Feuerung, bei denen auch das Bestreben zu Tage tritt, die Mängel der letzteren zu beseitigen.

Die Abänderungen einer wirklichen Ten-Brink-Feuerung (d. h. Innenfeuerung) können aber niemals zu ganz befriedigenden Ergebnisse führen, und eine derselben ähnliche Außenfeuerung ist eben kein Tenbrink mehr. Außerdem ist aber auch die Ueberlegenheit der Ten-Brink-Feuerung andern gegenüber durchaus nicht darin zu suchen, daß es eine Innenfeuerung ist, sondern daß die Verbrennung dabei mit einem viel geringeren Luft-Ueberschusse stattfindet, als bei den gewöhnlichen Planrosten. Der Vorzug der Feuerung besteht also darin, daß sie eine Schüttfeuerung ohne Heizthüren ist. Die mannigfachen Abänderungen und Nachahmungen der Ten-Brink-Feuerung sind im Allgemeinen nur als mehr oder weniger gelungene Versuche zu bezeichnen, die guten Erfolge dieser Feuerung, auch durch andere Kesselkonstruktion zu erreichen. Nun wird aber eine Innenfeuerung stets ihre großen Bedenken behalten. Die Tenbrink'sche Anordnung aber als Außenfeuerung, wobei die Feuerbrücke bald durch ein weites Querrohr, bald durch viele enge, entweder grade oder auch gebogene Wasserröhren ersetzt ist, erfährt dadurch ebenfalls keine Verbesserung.

Zu verwickelten Kessel-Einrichtungen zu schreiten, um Vortheile zu erstreben, die man sich durch eine einfachere und solidere Bauart ebenso gut verschaffen kann, bleibt immer bedenklich; es kann davor nicht dringend genug gewarnt werden.

Die zweite, oben erwähnte Schüttfeuerung für Steinkohlen ist die,

J. G. A. Donneley in Hamburg vor einigen Jahren patentirte Feuerung mit Waſſerröhrenroſt, wovon Figur 21 einen Durchſchnitt zeigt.

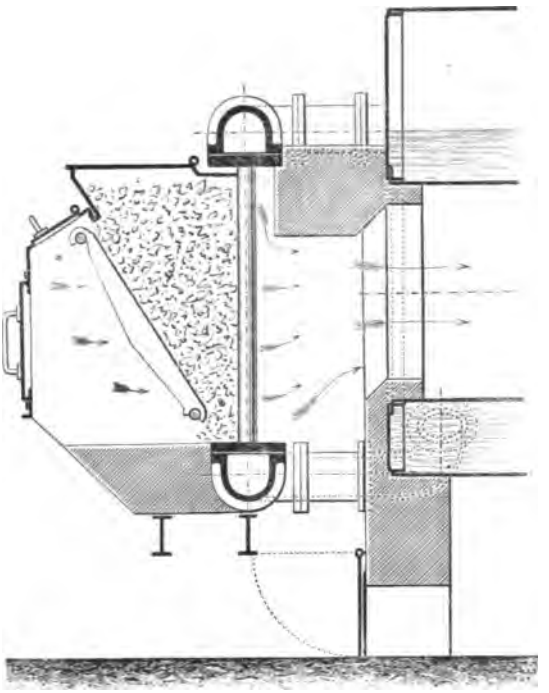


Fig. 21.

Dieſe Feuerung hat zwei Roſte, von denen der eine aus lothrecht ſtehenden Waſſerröhren gebildet iſt, welche unten und oben mit dem Waſſerraume des Keſſels durch horizontale Knierohre in Verbindung ſtehen. Vor dieſem Waſſerröhrenroſte befindet ſich, ſehr ſteil abfallend ein gewöhnlicher Stabroſt, der mit den Waſſerröhren eine Art Korb oder Rumpf bildet, in welchen die Kohlen eingetragen werden und daſelbſt zur Verbrennung kommen. Die hierzu nöthige Luft ſtrömt von vorn durch den Stabroſt ein, während die Heizgaſe durch den Waſſerröhrenroſt hindurch ziehen, ſo daß der letztere die Stelle der Feuerbrücke vertritt.

Die Dicke der Kohlenſchicht nimmt von oben nach unten ab, die von oben herabſinkenden Kohlen werden zunächſt erwärmt und entgaſt, und gelangen weiter unten als Kohks zu vollſtändiger Verbrennung, während Aſche und Schlacken durch die unter dem Stabroſte belaſſene Spaltöffnung beſeitigt werden müſſen.

In dem Zwischenraume zwischen den Wasserröhren und den Feuerzügen des Kessels befindet sich oben eine Art hängender Feuerbrücke die nur etwa $^2/_3$ der lichten Höhe des Wasserröhrenrostes für den Durchgang der Heizgase frei läßt. Es werden dadurch die, aus der frischen Kohle entweichenden Gase gezwungen, ihre Richtung nach unten zu nehmen, wo sie sich mit den sauerstoffhaltigen Gasen aus den tieferen Kohksschichten mischen und zu vollständiger Verbrennung kommen. Bei passender Kohle ist die Verbrennung eine rauchfreie mit nur geringem Luftüberschuß.

Der Zwischenraum, der oben die Feuerbrücke enthält, hat unten eine verschließbare Klappe um ihn von Zeit zu Zeit von Flugasche reinigen zu können.

Da der Wasserröhrenrost in dieser Feuerung der höchsten Hitze ausgesetzt ist, so folgt, daß in den Röhren eine außerordentlich lebhafte Dampfentwickelung vor sich gehen, und eine starke Wasserzirkulation stattfinden wird, die einen Kesselsteinbeschlag wohl nicht zulassen dürfte; gut ist es auch, daß die Rohrverbindungen der Einwirkung des direkten Feuers entzogen sind.

Auch diese Feuerung darf man wohl von Mängeln nicht ganz frei sprechen, obgleich der oben angegebene Zweck hier offenbar viel einfacher und natürlicher erreicht wird, als bei der Ten-Brink-Feuerung; namentlich ist das Kohleneintragen bequemer, die Feuerung ist auch besser zu übersehen und leichter in einem regelrechten Gange zu erhalten, weil die Verbrennungsluft nur auf einem Wege nämlich durch die Kohlen hindurch zum Feuer zu treten hat; denn alle Feuerungen mit mehr als einer Luftzuführung erfordern einen verständigen und aufmerksamen Heizer.

Die Regulirung des Feuers erfolgt nur durch richtige Handhabung des Rauchschiebers; die Beförderung der Asche und Schlacken nach unten und die Reinigung des Rostes von etwa anhaftenden Schlacken geschieht durch ein schwertartiges Schüreisen, womit im Nothfalle auch das Feuer vom Kessel durch den unteren Spalt entfernt werden kann.

Das man aber jedes Brennmaterial in der Donneley'schen Feuerung gleich gut verbrennen könne, wird wohl nicht anzunehmen sein, jedenfalls keine Klar- oder Grußkohlen; ebenso dürften auch Kohlen mit sehr zähflüssiger Schlacke den Wasserröhren-Rost stark angreifen. Der Letztere, sowie die Verbindung der Röhren untereinander und mit dem Kessel sind Theile, die von allzulanger Dauer nicht sein können. Die Erfahrung weniger Jahre berechtigt noch nicht dazu, der Feuerung in dieser Hinsicht den Vorrang von der Ten-Brink-Feuerung zu geben, obwohl ihr in anderer Beziehung gewisse Vorzüge gegen jene mit Recht zukommen.

Seit einigen Jahren wird mehrfach eine Rostfeuerung empfohlen, welche in der That als eine Verbesserung der gewöhnlichen Planrostfeuerung zu

bezeichnen iſt, indem bei ihr das nachtheilige Offenhalten der Heizthüren bei Eintragen der Kohlen, ſowie beim Schüren und Abſchlacken auf ein geringes Maaß zurückgeführt wird.

Das iſt die patentirte „Cario-Feuerung.“ Dieſelbe beruht auf der Anwendung einer langen muldenförmigen Schaufel zum Eintragen der Kohlen, wie ſolche zum Beſchicken der Gasretorten in den Gasanſtalten ſchon ſehr lange im Gebrauche iſt, und auf einer ſattelähnlichen Form des Roſtes, welcher aus quergelegten, ſtumpfwinkelig gekröpften Roſtſtäben gebildet wird. Die beiden nach links und rechts abfallenden Winkelſchenkel des Roſtes ſollen gegen die Horizontale ſo geneigt ſein, daß die im Scheitel des Winkels aufzutragenden Kohlen ſelbſtthätig hinabgleiten und ſich über den Roſt gleichmäßig ausbreiten, ſo daß gar kein Schüren erforderlich ſein ſoll.

Figur 22 zeigt die an einem Zweiflammrohrkeſſel angebrachte Cario-

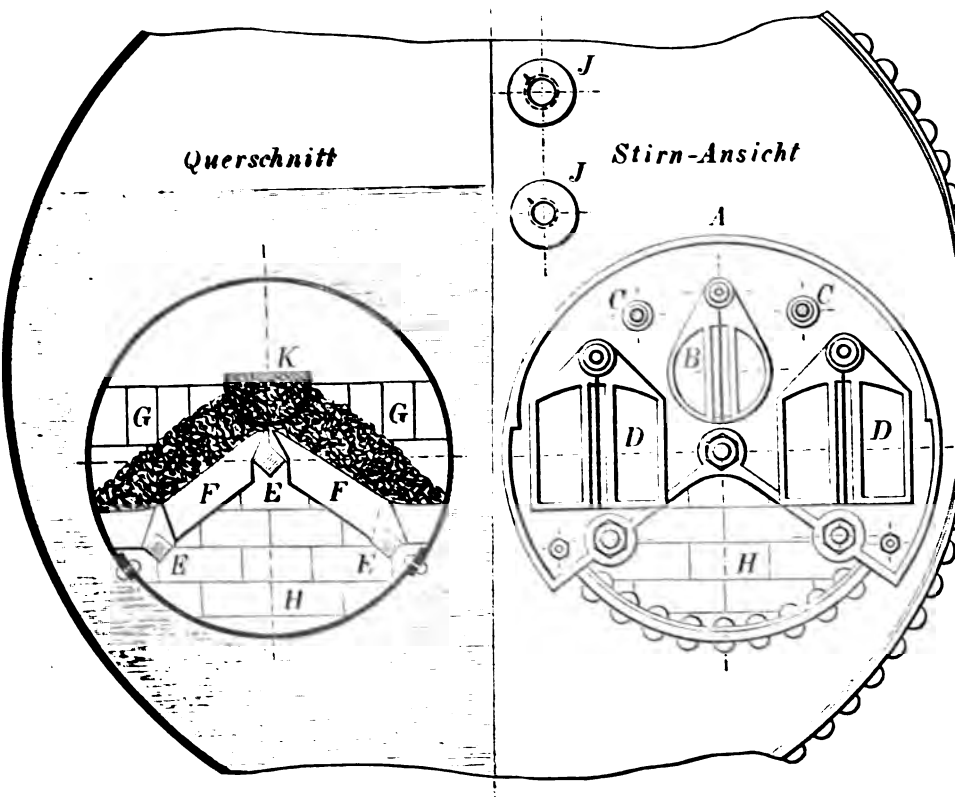


Fig. 22.

Feuerung; links ist Rost und Kessel im Querschnitt mit der, auf den Rost zwischen die Kohlen eingeschobenen, muldenförmigen Kohlenschaufel dargestellt, während rechts die Ansicht der Kesselstirn mit dem Feuergeschränk und den nöthigen Oeffnungen zu sehen ist.

Es ist A das Feuergeschränk des rechts befindlichen Flammrohrs, B die Kohlenthür, C sind zwei Schaulöcher, D zwei Schlackenthüren, E sind die längsgehenden Rostbalken, F der Rost von ⌒ förmiger Gestalt, G die Feuerbrücke, H der Aschenfall, J die Stutzen für den Wasserstandszeiger und K die muldenförmige Kohlenschaufel im Querschnitt und mit Kohlen gefüllt.

Der Rost hat wegen beiderseitiger Neigung eine größere Breite, was bei Innenfeuerung oft sehr erwünscht ist. Der Neigungswinkel ist dem Böschungswinkel des Brennstoffs angepaßt, so daß dieser in gleichmäßiger Schicht auf dem Roste liegen bleibt, wenn er auf dessen oberer Kante bei K aufgeschüttet wird.

In der vorderen Stirnwand sind die Kohlenthür B und die Schlackenthüren DD angebracht. Dieselben sind zweitheilig und beide Theile pendeln um einen in der Mitte über der Thür angebrachten Drehzapfen. Beim Einschieben eines Geräthes in die Thürspalte drängt dieses selbst die Thürhälften aus einander so weit wie die Dicke des Geräthes es beansprucht; nach dem Herausziehen desselben fallen die Thüren selbstthätig wieder zu. Die Oeffnungen C dienen zur Beobachtung des Feuers und sind mit Glimmerplatten verschlossen.

Zum Aufschütten der Kohlen dient die muldenförmige Schaufel K, die so lang wie der Rost mit Kohlen gefüllt wird und am vorderen Ende keilartig zugeschärft ist, damit sie sich leicht zwischen die Kohlen einschieben lasse. Diese Kohlenmulde wird außerhalb, vor der Feuerung in beliebiger Weise mit Kohlen gefüllt, durch den Spalt der Kohlenthür eingeschoben und innen durch Umdrehen um ihre Längsachse über dem Rücken des Rostes ausgeschüttet. Dabei schneidet die Mulde mitten durch die glühende Kohlenschicht, drängt diese zu beiden Seiten auf dem Rost abwärts und schüttet oben in die entstandene Furche ihren Inhalt aus. Dadurch nun, daß hierbei die Kohlen ohne jedes besondere Hinzuthun des Heizers — wenn die Schaufel ordnungsgemäß und richtig angefüllt war — von vorn bis hinten völlig gleichmäßig fallen, auch die helle Glut nicht zugedeckt und abgekühlt wird, daß ferner die zusammengebrannte Kohlenschicht selbstthätig wieder dicht zusammengeschoben, die etwa backende Kohle hierbei aufgebrochen und aufgelockert und auch der Eintritt schädlicher Mengen kalter Luft verhindert wird, entsteht eine gute wirksame Verbrennung.

Indem so die frischen, kalten nicht auf die glühenden Kohlen, sondern dazwischen gebracht werden, entsteht eine weniger stürmische aber regelmäßige Entgasung, für welche ein Luftmangel leicht zu vermeiden ist; auch ist die helle Glut zur Entzündung und Verbrennung der sich entwickelnden Kohlenwasserstoffgase stets vorhanden, so daß eine Rauch- und Rußbildung nicht statt findet. Der Heizer hat nur für die rechtzeitige Aufschüttung der frischen Kohlen zu sorgen, welche Arbeit hier leichter ist, als bei der Beschickung eines gewöhnlichen Planrostes, da die Kohlen hier nicht geschleudert zu werden brauchen. Die Arbeit des Schürens und Stochens kommt hier in Wegfall, da sie durch die Wirkung der Kohlenmulde ersetzt wird. Der Heizer ist auch wegen der stets geschlossenen Feuerungsthüren nicht der strahlenden Hitze des Feuers ausgesetzt und seine Thätigkeit überhaupt eine weniger anstrengende. Der Gang der Verbrennung ist weniger von der Geschicklichkeit und dem guten Willen des Heizers abhängig.

Die Regelung des Feuers geschieht durch Einstellen des Essenschiebers.

Während die Kohlen auf dem Roste allmälig herabgleiten und verbrennen, sammelt sich die Schlacke auf den tiefsten Stellen des Rostes und wird, sobald dies erforderlich durch die Schlackenthüren D herausgezogen.

Uebrigens kann die Anordnung des Rostes auch umgekehrt, d. h. die Aschenfurche in der Mitte sein, und statt einer Kohlenthür können zwei, auf jeder Seite eine, angebracht sein, wobei eine abwechselnde Beschickung der seitlich hochstehenden Rostkanten mit je einer geringeren Menge Kohlen nur vortheilhaft wäre, da in diesem Falle die Verbrennung noch gleichmäßiger werden muß.

Ob übrigens alle die vorstehend angegebenen Vorzüge der Cario-Feuerung, die von Seiten der Fabrikanten angegeben werden, sich in der Praxis überall voll bewahrheiten werden, darüber liegen wohl noch nicht genug Erfahrungen vor und muß solches erst noch abgewartet werden; bei Innenfeuerung bedeutet indeß das Eintragen der Kohlen mittels der langen, muldenförmigen Schaufel in der Scheitellinie des Rostes immerhin einen beachtenswerthen Fortschritt.

Man hat die Ten-Brink-Feuerung und ähnliche Einrichtungen, bei welchen erst ein Entgasen oder Abrauchen der Kohlen beabsichtigt, und hierauf erst eine Verbrennung der entwickelten Gase unter Zuhülfenahme von Ober- oder sogenannter Sekundärluft bewirkt wird, Halbgasfeuerungen genannt, zum Unterschiede von dem eigentlichen Gasfeuerungen, bei welchen beide Vorgänge an räumlich getrennten Orten stattfinden, doch ist diese Benennung nur als eine ungenaue zu bezeichnen; wenigstens verdienen dann alle Feuerungen, die mit gasreichen Brennstoffen unterhalten werden,

jenen Namen mit demſelben Rechte. Solche Brennſtoffe zerſetzen ſich naturgemäß erſt zum Theil in Gas, ehe ihre Verbrennung möglich wird. Ob dieſe Verbrennung aber vorn oder hinten, oben oder unten, mit Ober- oder mit Unterluft geſchieht, iſt doch wohl gleichgültig.

Für Dampfkeſſelfeuerungen, zu welchen man jedes Brennmaterial, das ſich am Gebrauchsorte am billigſten ſtellt, verwenden will, wird mit nur ſehr wenigen Ausnahmen immer die direkte, d. h. die Roſtfeuerung die beſte bleiben, nur muß dieſelbe dem zur Verfügung ſtehenden Material gut angepaßt ſein, und es kann nicht genug empfohlen werden, darüber nur das Urtheil von wirklichen Sachverſtändigen einzuholen, denn oft bedingen ſcheinbar geringfügige Nebenumſtände oder beſondere Eigenſchaften eines Brennmaterials eine weſentliche Aenderung der Feuerungs-Anlage, wenn ſie das wirklich Erreichbare leiſten ſoll.

Außer dieſen Feuerungen ſind in den letzten Jahren auch noch einige andere aufgetaucht, welche für gewiſſe Uebelſtände, mit denen die gewöhnliche Planroſtfeuerung behaftet iſt, Abhülfe ſchaffen ſollen — doch führen dieſelben wieder andere Nachtheile mit ſich, ſo daß man ſagen kann, daß es eine vollkommene Roſtfeuerung noch nicht giebt, obwohl ganz zweifellos noch Beſſeres in dieſer Hinſicht zu erreichen iſt.

B. Gas-Feuerung.

Gasförmige Brennſtoffe finden häufig, auch im Großen Anwendung, falls dieſelben bequem und billig zu beſchaffen ſind, oder wenn ſich kein anderes Material zur Erreichung eines vorliegenden beſonderen Zweckes gleich gut eignet.

Gegenüber den feſten, beſitzen die gasförmigen Brennſtoffe ganz bedeutende Vorzüge, da ſie

1) leicht in einem ausreichend reinem Zuſtande erhalten werden können, daher
2) bei der Verbrennung weder Aſche noch Schlacken hinterlaſſen und
3) unſchwer zu vollkommener Verbrennung zu bringen ſind.

Der höchſte Werth aber liegt bei den gasförmigen Brennſtoffen, die wir kurz Brenngaſe nennen wollen, darin, daß ſie mit größter Leichtigkeit in Röhren oder Kanälen an jeden beliebigen Verbrauchsort geführt, zu jeder beliebigen Zeit entzündet nnd ausgelöſcht werden können und dabei die zu erhitzenden Körper wenig oder gar nicht verunreinigen. Dieſe höchſt ſchätzbaren Eigenſchaften ſind es, welche die Gasfeuerung beſonders in Hüttenwerken und zu metallurgiſchen Zwecken eine außerordentliche Verbreitung haben finden laſſen, und man darf wohl behaupten, daß durch die Gasfeuerung erſt eine Menge von techniſchen Ausführungen, möglich geworden ſind, und

zwar mit einer Sicherheit des Gelingens, wie man sie früher nicht für erreichbar hielt.

Mit Ausnahme des Leuchtgases, das man aus den besten dazu geeigneten Brennstoffen herstellt, weil an dasselbe besondere Anforderungen hinsichtlich der Reinheit und Leuchtkraft gestellt werden, pflegt man zu Heizzwecken nur geringwerthige Brennmaterialien in Brenngas zu verwandeln, während man gute Brennstoffe in der Regel billiger und besser direkt verbrennt. Wo man aber Brennmaterialien, welche zu direkter Verbrennung untauglich sind, doch noch verwerthen will und wo es nicht an Platz für die Anlage fehlt, da wird man mit Vortheil Gasfeuerung anlegen und benutzen können.

Ein Wärmeverlust ist mit der Gasfeuerung allemal verbunden, welcher sich aber meist auf den Wärmebetrag beschränkt, welchen die Gase auf dem Wege vom Orte ihrer Erzeugung bis nach dem Orte ihres Verbrauches durch Abkühlung erleiden; denn die Wärme, die erforderlich ist, um das Gas aus dem Brennstoffe frei zumachen, muß unter allen Umständen aufgewendet werden, gleichgültig, ob das Brennmaterial erst vergast und darauf als Gas, oder direkt verbrannt wird. Auch wird der erst genannte Verlust gewöhnlich wieder aufgewogen durch eine vollständigere Verbrennung des Gases im Vergleich mit der Verbrennung der Brennstoffe in ihrem festen Zustande. Je kürzer nun der Weg ist, den das Brenngas zu machen hat, desto geringer wird der Verlust sein.

Das Verfahren, alles Werthvolle des Brennstoffes in Brenngas umzusetzen, müßte nun darin bestehen, daß man denselben zunächst der trockenen Destillation unterwirft, d. h. ihn unter Luftabschluß erhitzt, um Wasserstoff und Kohlenwasserstoff herauszuziehen (ihn entgast) und hierauf den zurückgebliebenen festen Kohlenstoff (Kohks) unter Zuführung von Luft in Kohlenoxyd verwandelt. Das Gemisch dieser drei Gase würde dann das Brenngas geben. Kühlt man dasselbe ab, damit sich der Wasserdampf kondensire, so hatte man das Brenngas — so weit dies möglich ist — konzentrirt und dasselbe würde wesentlich bestehen aus Kohlenoxid, Kohlenwasserstoff und aus Stickstoff letzterem als unvermeidlicher Verunreinigung.

Dieses Verfahren würde aber noch umständlicher, als die Leuchtgasbereitung sein und hätte den Nachtheil, daß sich mit dem Wasserdampf auch zugleich alle kondensirbaren Kohlenwasserstoffe (Theer) ausscheiden würden, die als Brennstoff sehr werthvoll sind, und daß der Wärmeverlust durch Abkühlung am größten wäre.

Aus diesem Grunde schlägt man ein einfacheres Verfahren ein. Man bringt den Brennstoff in einen Generator, d. i. in eine Art Schachtofen in sehr hoher Schicht ein, und verbrennt ihn darin unvollkommen zu Kohlen-

oxid, das mit dem Stickstoff der Verbrennungsluft mit Wasserdampf und mit wechselnden Mengen von Kohlenwasserstoff gemischt, das Brenngas liefert.

Dieses Brenngas leitet man nun durch längere oder kürzere Kanäle nach dem Orte des Gebrauchs, woselbst es aus Schlitzen, die entweder aus feuerfesten Steinen oder wohl auch aus gußeisernen Hohlkörpern gebildet sind (den sogenannten Brennern) ausströmt und entzündet wird.

Die zur Verbrennung nöthige Luft muß möglichst hoch erhitzt zu dem Brenngase treten, besonders wenn dasselbe weit abgekühlt ist.

Für hüttenmännische Zwecke, wobei es nur auf hohe pirometrische Wirkungen ankommt, geschieht dies zweckmäßig durch Siemens'sche Regeneratoren; dies sind weite Kanäle, die rost- oder gitterartig mit Schamottesteinen ausgesetzt werden und von denen zwei parallel so angeordnet sind, daß beide abwechselnd, einerseits mit dem Ofen und andrerseits mit dem Schornsteine oder der freien Luft in Verbindung gebracht werden können.

Bei der Dampfkesselheizung kann indeß von solchen Regeneratoren kein Gebrauch gemacht werden, weil die von den Kesseln nach dem Schornsteine abziehenden Heizgase bereits soweit abgekühlt sind, daß sie nur noch eine Temperatur besitzen, welche zur Zugerzeugung grade noch ausreichend ist. Die nothwendige Erhitzung der Verbrennungsluft für die Gasfeuerung bei Dampfkesseln muß daher auf Kosten der Feuerung selbst erfolgen. Man leitet zu dem Behufe die Luft durch einen, im Ofenmauerwerke, das durch die Feuerung stark erhitzt wird, angelegten Kanal bevor sie sich mit den, den Brennern entströmenden Brenngasen mischt und deren vollkommene Verbrennung bewirkt.

Hierbei liegt aber die Gefahr nahe, daß die Luft, sobald sie nicht hoch genug erhitzt ist, um die Verbrennung der Brenngase einzuleiten und zu unterhalten mit den letzteren explosive Gasgemische erzeugt, die recht gefährlich werden können. Außerdem muß, da die Zugkraft des Schornsteins in der Regel nicht ausreicht, um die dicke Brennstoffschicht im Generator zu durchdringen, der Zug künstlich verstärkt werden. Dies kann durch einen Ventilator oder durch einen Exhaustor geschehen, doch hat Beides seine Nachtheile, beide Maschinen erfordern eine Transmission und Betriebskraft.

Zweckmäßiger wendet man daher anstatt solcher ein Dampfstrahlgebläse an; ein solches ist viel einfacher, versagt nicht und ist leicht aufzustellen, kann aber auch nur in Thätigkeit treten, sobald man schon Dampf hat, und der hierbei geopferte Dampf erfordert ebenfalls einen entsprechenden Aufwand von Brennmaterial.

Ein zur Erzeugung von Brenngasen dienender Generator unterscheidet sich von einer gewöhnlichen Rostfeuerung in der Regel nur durch einen

bedeutend größeren, d. h. tieferen Feuerraum, weil der Brennstoff in einer sehr hohen Schicht eingetragen werden muß, damit er unvollständig verbrenne.

Die Beseitigung von Asche und Schlacken ist bei einem Generator schwieriger als bei der gewöhnlichen Rostfeuerung, zumal das zur Vergasung gelangende, geringwerthige Brennmaterial meist mehr von solchen Rückständen hinterläßt, als ein guter Brennstoff. Die Schlacken können hier nicht wohl durch die Eintragsöffnung entfernt, sondern müssen durch eine Spalte am Roste abgezogen werden; nur braucht das hier gewöhnlich ohne Nachtheil erst in größeren Zwischenpausen zu geschehen. Je näher der Generator der Feuerung gelegen ist, desto mehr behalten die Brenngase ihre hohe Entstehungstemperatur und sind dann leichter zur sicheren und vollkommenen Verbrennung zu bringen, auch wenn die Speiseluft nicht sehr hoch vorgewärmt ist. Es ist aber leicht einzusehen, daß die ganze Kesselfeuerungs-Anlage mehr Raum und eine umsichtigere Aufsicht und Wartung erfordert, als die gewöhnliche Rostfeuerung; auch sind häufigere Unterbrechungen des Betriebes mit mehr oder weniger Unbequemlichkeiten, Nachtheilen und Verlusten verknüpft.

II. Die Heizkanäle.

Die Kanäle, welche die Heizgase aus dem Feuerraume aufzunehmen und den zu heizenden Körpern zuzuführen haben und welche Feuerzüge, oder Züge genannt werden, müssen eine angemessene Größe in Beziehung auf Querschnitt und Länge haben.

Eine passende Größe ist deshalb nothwendig, damit die Gase Gelegenheit finden, durch eine ausreichend große Berührungsfläche ihre Wärme an die zu heizenden Körper möglichst leicht abzugeben. Dies wird am besten zu erreichen sein, wenn man die Gase möglichst lange mit den Kesselwänden in Berührung läßt, und das ist der Fall, wenn die Feuerkanäle recht weit und recht lang gemacht werden. Dabei müßte man aber voraussetzen, daß auch alle Theilchen der heißen Gase mit den zu heizenden Kesselwandungen wirklich in Berührung treten, und ihre Wärme abgeben können. Macht man aber die Züge sehr weit, so wird die Geschwindigkeit des Heizgasstromes sehr verringert, und dann tritt ein Umstand ein, bei dem der angegebene Zweck weniger vollkommen erreicht werden kann, als bei engeren Kanälen.

Sind die Heizkanäle nämlich weit, so ist die von den Heizgasen berührte Fläche zwar groß und den dieselben berührenden Gasen reichlich Gelegenheit zur Wärmeabtragung gegeben, aber da die Strömung nur von einer geringen Geschwindigkeit ist und die Feuerluft wegen der Reibung an den Wänden sich dort noch viel langsamer fortbewegt, als im Innern

des Zugquerschnitts, so fließt die Hauptströmung der Heizgase, die sich dabei in der Mitte bildet, schneller vorwärts, als die äußere, mit den abkühlenden, d. h. die Wärme aufnehmenden Kanalwänden in Berührung befindliche Hülle des Stromes, und es wird viel Wärme ungenützt dem Schornsteine zugeführt.

Zu einer wirksamen Wärmeübertragung ist aber erforderlich, daß die Lufttheilchen, welche durch ihre Berührung mit der Kesselwand bereits einen großen Theil ihrer Wärme verloren haben, möglichst bald außer Berührung mit der Wandung treten um immer neuen, noch heißen Gastheilchen Platz zu machen, damit auch diese ihre Wärme abgeben können. Durch weite gerade Kanäle, welche sich parallel mit der Kesselwand hinziehen, wird dies aber sehr beeinträchtigt, denn es ist eine bekannte und leicht zu beobachtende Erscheinung, daß sich in Mitten eines weiten Feuerkanals stets eine heißere sich schneller bewegende Strömung wie ein Kern bildet, während die äußere, schon stark abgekühlte Hülle des Heizgasstromes mehr oder weniger zurückbleibt oder ruht.

Die abgekühlten und spezifisch schwerer gewordenen Lufttheilchen werden sich zwar nach und nach zu Boden senken und dafür die heißen Gastheilchen nach oben steigen, dies geschieht indeß ziemlich langsam im Vergleich mit der Geschwindigkeit, mit welcher sich der Heizgasstrom vorwärts bewegt und dieser Umstand kann auch nur dann günstig für die Wärmeübertragung sein, wenn sich die zu heizende Kesselwand oberhalb des Zuges befindet, was doch gewöhnlich nur für geringe Strecken zutrifft.

Hierdurch erklärt es sich auch leicht, daß Heizflächen, welche von der Feuerluft von unten berührt werden, unter sonst gleichen Umständen viel wirksamer sind als andere und namentlich solche, welche oben von den Heizgasen bestrichen werden, und zwar aus mehreren Gründen. Einmal, weil die Gastheilchen, welche ihre Wärme an der zu heizenden Wand verloren haben, also kälter geworden sind, herabsinken und neuen, heißen Lufttheilchen Platz machen, die nach Abgabe ihrer Wärme auch wieder sich entfernen u. s. w. und zweitens, weil solche Wände sich nicht mit Flugasche belegen können und drittens, was das Wichtigste ist, weil diese Kesselwände ihre Wärme schneller durch Uebertragung an das im Innern befindliche Wasser verlieren und immer gleich wieder befähigt sind, neue Wärmemengen aufzunehmen. Diejenigen Wassertheilchen nämlich, welche die von außen erhitzte Kesselwand benetzen, können die Wärme schnell aufnehmen; sie werden dadurch spezifisch leichter als die benachbarten kälteren Theilchen und steigen vermöge ihrer leichten Verschiebbarkeit nach oben, stets neuen, an ihre Stelle tretenden Wassertheilchen Platz machend.

Waſſer in einem Gefäße gleichmäßig zu erhitzen, gelingt nur durch gute Vermiſchung der erwärmten mit den noch kalten Waſſertheilchen, und dieſe Miſchung vollzieht ſich ſehr leicht von ſelbſt, wenn man dem Gefäße die Wärme am Boden zuführt. Die erwärmten Theilchen ſteigen auf, kalte treten an ihre Stelle, um, nachdem ſie erwärmt ſind ebenfalls aufzuſteigen, u. ſ. f., wodurch eine fortwährende Vermiſchung von wärmeren und kälteren Waſſerſchichten eintritt. Dies geht ſo lange fort, als das Waſſer noch wärmeaufnahmsfähig iſt und bis alle noch weiter zugeführte Wärme zur Dampfbildung verbraucht wird: alsdann tritt derſelbe Vorgang nur noch ſtürmiſcher auf, indem ſtatt der erwärmten Waſſertheilchen die viel leichteren Dampfbläschen aufſteigen, wie es die Erſcheinung des Kochens oder Siedens zeigt.

Mehr oder weniger lotbrechte Heizflächen haben nur einen mittleren Werth, ſobald die Heizgaſe parallel mit ihnen hinſtreichen. Heizflächen aber, die den Boden eines Feuerzuges bilden, d. h. ſich unterhalb eines ſolchen befinden, haben kaum irgend einen Werth, da wegen der ſchlechten Wärmeleitungsfähigkeit des Waſſers und beſonders des Dampfes, der ſich naturgemäß über dem Waſſer anſammelt, von oben faſt keine Wärme eindringen kann und eine Miſchung nicht eintritt, weil das wärmere, alſo ſpezifiſch leichtere Waſſer immer die oberſte Schicht bilden wird. Man iſt gar nicht im Stande, Waſſer in einem Gefäße gleichmäßig zu erhitzen, ſobald man demſelben nur Wärme von oben zuführt, wovon man ſich mittels eines Reagenzgläschens leicht überzeugen kann.

Macht man aber die Feuerzüge ſehr eng, ſo müſſen dieſelben bedeutend länger gemacht werden, damit die Heizgaſe ſo viel Wärme als möglich an die Keſſelwände abzugeben im Stande ſind, weil enge Kanäle wegen ihres geringen Umfanges den Heizgaſen nur eine kleine Berührungsfläche bieten. Will man unter Benutzung enger Kanäle doch eine große feuerberührte Fläche erhalten, ſo müßte man den weiten Zug in viele kleine parallele Kanäle zertheilen (Feuerröhrenkeſſel). In engen und langen Kanälen wachſen aber die Widerſtände für die Bewegung des Gasſtromes in doppelter Beziehung und verurſachen einen trägen Zug. Ein lebhafter Zug iſt aber ſowohl für eine gute Verbrennung als auch für eine wirkſame Wärmeübertragung nothwendig und günſtig.

Um gute Feuerzüge zu erhalten, darf man ſie demnach weder zu eng, noch zu weit machen und muß den Heizgaſen auf ihrem Wege in den Feuerzügen recht viel Veranlaſſung geben ſich unausgeſetzt zu vermiſchen, aber auch gleichzeitig dafür Sorge tragen, daß die Lebhaftigkeit des Zuges darunter ſo wenig als irgend möglich leide.

Die Heizgase geben ihre Wärme am besten ab, wenn ihr Strom möglichst rechtwinkelig gegen die Kesselwand gerichtet ist, weil sich dabei die Heizgase wegen der dabei entstehenden Wirbelbewegungen ununterbrochen mischen, in Folge dessen fortwährend neue Gastheilchen mit der Kesselwand in Berührung treten und Wärme abgeben.

Vielfache Richtungsänderungen vermindern zwar den Zug, doch kann man diese Einbuße durch Vergrößerung des Zugquerschnittes an solchen Stellen leicht wieder ausgleichen.

Nur bei Innenfeuerung wird der ganze Feuerzug von der Kesselwand begrenzt; sonst wird in den meisten Fällen immer ein Theil des Zug-Umfangs von Mauerwerk gebildet und dieses muß dabei einen beträchtlichen Theil der Wärme aufnehmen. Damit diese aber nachträglich dem Kessel möglichst zu Gute komme, muß man eine solche Wand durch Isolirung von dem Erdboden und der Mauer-Außenfläche so viel es geht vor Abkühlung nach außen, d. h. vor Wärmeverlusten schützen. Hieraus folgt wieder, daß die Wandungen derjenigen Feuerzüge, welche sich bis zum Glühendwerden erhitzen können, aus möglichst feuerfestem Steinmaterial herzustellen sind, damit sie eine möglichst lange Dauer haben.

Was die Form des Querschnitts der Feuerzüge anlangt, so kann dieselbe sehr verschieden sein, auch ist dieselbe von mehr nebensächlicher Bedeutung; es sind dabei aber alle spitzen Winkel wohl zu vermeiden, und wo man freie Wahl hat, da gebe man einem Feuerzuge eine lichte Weite, die nicht weniger als 10 und nicht mehr als 15 Zentimeter beträgt und berücksichtige den Umstand, daß die Feuergase stets mehr oder minder große Mengen von Flugasche mit sich führen, die sich auf den unteren Kanalbegrenzungsflächen, namentlich aber da ablagern, wo durch eine Vergrößerung des Kanalquerschnitts eine Verminderung der Zuggeschwindigkeit herbeigeführt wird.

Von vielen Technikern wird empfohlen, die Feuerzüge innen recht glatt herzustellen, um die Reibung der Gase an den Wandungen zu vermindern, weil durch eine vermehrte Reibung der Zug geschwächt werden muß.

Wenn man aber bedenkt, daß eine rauhe Kanalwand nur die schnelle Vorwärtsbewegung derjenigen Lufttheilchen hemmt und verzögert, welche gerade mit der Wandung in unmittelbarer Berührung sind oder sich nur in geringer Entfernung davon befinden, während die davon mehr entfernten Lufttheilchen wegen ihrer leichten Verschiebbarkeit sich kaum gehindert der Hauptströmung anschließen können, so erscheint es als unwichtig, die innern Feuerzeug-wandungen besonders glatt herzustellen; im Gegentheil wird durch Rauhheit der Züge sogar erreicht, daß die Wandungen sich nicht in dem Maaße er-

hitzen, als wenn bei glattem Zuſtande derſelben immer neue Luſttheilchen mit ihr in Berührung kommen; denn es iſt doch nicht Zweck der Feuerzüge, das Mauerwerk, wohl aber den Keſſel zu heizen. Dagegen ſoll die Wärme, welche vom Mauerwerk unvermeidlicher Weiſe aufgenommen wird, durch Strahlung und Leitung dem Keſſel mittelbar zugeführt werden; dieſe Wärme muß daher durch möglichſt gute Iſolirung zuſammen gehalten werden und darf nicht verloren gehen. Während für den Schornſtein eine innen recht glatte Wandfläche nützlich iſt, um das raſche Aufſteigen der Luftſäule zu fördern und zu begünſtigen, ſo empfehlen ſich gerade innen rauhe Wände für die Feuerzüge.

Wenn es nun aber auch nachtheilig auf den Zug wirkt, wenn der Heizgasſtrom mehrfache Richtungsänderungen erfährt, ſo wird dadurch auch erreicht, daß ſich die Gaſe unausgeſetzt gut vermengen und für eine ſchnelle Wärmeabgabe geeigneter werden.

Damit die Wärme-Uebertragung an die Keſſelwände recht erleichtert und vollkommener werde, müſſen die Heizgaſe in den Feuerzügen nicht nur Keſſelwände treffen, welche ganz von Waſſer benetzt ſind, ſondern das benetzende Waſſer muß auch in fortwährender Bewegung nach oben begriffen ſein, um die darin enthaltenen Luft- und die ſich entwickelnden Dampfblaſen ſo raſch wie möglich von der Keſſelwand abzulöſen und nach dem Dampfraume abzuführen, weil Luft und Dampf die Wärme faſt gar nicht leiten, auch nur wenig Wärme gebrauchen und aufnehmen können, um auf die Temperatur zu gelangen, welche der Dampfſpannung entſpricht. Waſſer iſt zwar ebenfalls ein ſchlechter Wärmeleiter, doch wird im Waſſer ſchon durch einen geringen Temperatur-Unterſchied eine Strömung erzeugt, und da das Waſſer mehr Wärme gebraucht, um ſeine Temperatur um eben ſo viel wie der Dampf zu erhöhen, ſo wird die, von dem dichten Waſſer und von immer neuen Theilchen desſelben berührte Keſſelwand viel ſchneller die Wärme der Heizgaſe aufnehmen und auf das Waſſer übertragen, als wenn die Keſſelwand von Luft und Dampf belegt wäre.

Die beſte Zugführung wird demnach diejenige ſein, bei welcher die Heizgaſe die Keſſelwände möglichſt rechtwinkelig treffen und wobei dieſelben zu häufigen Wirbelbewegungen gezwungen werden, welche das beſte Mittel ſind, die Heizgaſe gut zu mengen und zu miſchen, damit ſich nicht ein Kern von heißeren Gaſen in einer Hülle von bereits abgekühlter Feuerluft bilde und bis nach dem Schornſtein hin erhalte, wodurch die Wärmeabgabe ſehr beeinträchtigt wird.

Da ferner auch nur dann eine gute Wärmeaufnahme durch die Keſſelwände ſtattfinden kann, wenn dieſelben möglichſt rein, d. h. nicht von Roſt,

Ruß oder Flugasche u. s. w. belegt sind, so müssen die Feuerzüge auch so angeordnet und angelegt werden, daß dieses Ziel möglichst zu erreichen ist.

Bei einer gut angelegten und gut gewarteten Kesselanlage darf ein Verrosten der Kesselwände von außen überhaupt nicht vorkommen, und wo sich etwa ein solches zeigt, muß durch eine gründliche Untersuchung des Kessels die äußere Ursache dazu gehörig erforscht und sogleich beseitigt werden.

Auswendig am Kessel können nur durch Wasser, welches aus irgend einer Quelle stammend an den Kessel tritt, Roststellen entstehen und wenn die Ursache des Rostens, also das Wasser, nicht vollkommen von den Kesselwänden fern gehalten wird, muß über kurz oder lang eine Zerstörung der Kesselwand die Folge sein. Wasser kann von außen an den Kessel nur kommen durch Austritt aus undichten Stellen am Kessel, ferner durch feuchtes Mauerwerk, in welchem vielleicht das Grundwasser durch Kapillarität aufsteigt, oder durch Niederschlag des Wasserdampfes aus den Heizgasen, wenn dieselben mit sehr kalten Kesselwandungen in Berührung treten, wie dies bei den Vorwärmern und bei Gegenstromkesseln, die durch ganz kaltes Wasser gespeist werden, leicht vorkommen kann. Aus diesem Grunde sind dergleichen Kesselsisteme, und mit Recht, jetzt wohl ganz verlassen.

Ruß soll bei einer guten Kessel- und Feuerungs-Anlage ebensowenig die Kesselwand belegen, und dies kann auch vermieden werden, sobald die Verbrennung auf dem Herde eine gute ist und die Heizgase nicht früher die Flamme abkühlenden Heizwände berühren, bis die Verbrennung vollendet ist. —

Da eine theilweise Belegung mit Ruß aber nicht immer, bei Innenfeuerung sogar nur selten zu vermeiden ist, so müssen die Heizkanäle mit Reinigungs-Oeffnungen versehen werden um, wenn erforderlich, eine Reinigung der Kesselwandungen durch Bürsten u. dergl. vornehmen zu können. Diese Oeffnungen sind auch durchaus nothwendig, um die Flugasche aus den Feuerzügen zu entfernen, welche niemals, ausgenommen bei Gasfeuerung, ganz zu vermeiden sein wird.

Auf diese, je nach dem Brennstoff sich bald in geringerer, bald in größerer Menge absetzende Flugasche muß sowohl bei der Gestalt und Anordnung der Feuerzüge, als auch bei der Bemessung ihrer Größe entsprechende Rücksicht genommen werden, damit die Asche die Kesselheizfläche nicht theilweise oder ganz bedecke, oder den freien Querschnitt des Feuerzuges durch größere Ablagerung so einenge, daß der Zug geschwächt wird. Bei Zügen unter dem Kessel kann die Heizfläche nicht leicht mit Flugasche nachtheilig bedeckt werden, und Heizkanäle über dem Kessel sollten überhaupt nicht angelegt werden, da sie aus oben erörterten Gründen fast ganz unwirksam sind.

Heizkanäle oder, die sich an den Seiten eines Kessels hinziehen, veranlassen leicht eine wenigstens theilweise Bedeckung der Heizfläche mit Flugasche, Man giebt solchen Kanälen deßhalb unten eine breitere Basis, oder versieht sie mit einer grabenartigen Vertiefung oder Furche, die sich erst vollständig mit Asche anfüllen kann, bevor die Kesselheizfläche sich zu bedecken beginnt.

Eine öftere und gründliche Reinigung der Heizkanäle von Flugasche und der Kesselwandungen von Ruß ist für eine gute Dampferzeugung von wesentlicher Bedeutung und darf von einem aufmerksamen und pflichtreuen Heizer durchaus nicht versäumt werden.

Wenn Brennstoffe, welche viel Flugasche geben, wie z. B. leichte Braunkohlen u. s. w. zur Verbrennung kommen, so ist es sehr zweckmäßig, im ersten Zuge einen oder zwei sogenannte Aschensäcke anzulegen, in denen sich ohne Nachtheil eine größere Aschenmenge ansammeln kann, weil hierdurch ein weniger häufiges Ausräumen der Asche aus den Feuerzügen erforderlich wird. Aschensack nennt man eine geräumige Vertiefung in einem Feuerzuge die man zu dem Zwecke anlegt, um darin den größten Theil der mitgerissenen Flugasche aufzufangen. Die durch einen Aschensack entstehende bedeutende Vergrößerung des Zugquerschnitts bewirkt, daß die Zugströmung auf eine kurze Strecke bedeutend verlangsamt wird, in Folge dessen die mitgeführten Aschentheilchen ihre Geschwindigkeit verlieren und wegen ihres höheren spezifischen Gewichts zu Boden fallen; in der Vertiefung kann sich dann eine größere Menge von Flugasche ansammeln, bevor eine Entleerung derselben nöthig wird, und die bereits abgefangene Asche kann natürlich die Züge nicht mehr anfüllen.

Nothwendig ist bei Anlage solcher Aschensäcke nur, daß sie behufs der Reinigung leicht zugänglich gemacht werden, und daß die Oeffnung für eine solche gleich nach der Entleerung gut abgeschlossen und dicht verschmiert wird, damit während des Betriebes durch dieselbe keine Nebenluft in die Feuerung eintrete.

Da, wo ein Feuerzug plötzlich seine Richtung ganz verändert, namentlich wo derselbe sich in eine rückkehrende umwandelt, darf derselbe in seinem Querschnitt nicht zu knapp bemessen werden; auch sind beim Umbiegen der Kanalwandungen alle scharfe Ecken zu vermeiden, und es ist die Ueberführung der einen Richtung in die andere durch einen etwas erweiterten und an den Ecken nach möglichst großen Kreisen abgerundeten Kanal zu bewerkstelligen.

Solche Uebergangspunkte am Ende eines geraden Kanals, wo der Zug in eine entgegengesetzte Richtung übergeleitet wird, sind gewöhnlich ganz passende Stellen zur Anbringung von Aschensäcken, da bei denselben wegen der Querschnittserweiterung und der gleichzeitigen Richtungsänderung die Aschentheilchen am leichtesten ihre Bewegung verlieren und zu Boden sinken.

Damit die Heizgaſe, deren Volumen aus der zu verbrauchenden Brennſtoffmenge und aus ihrer Temperatur leicht zu berechnen iſt, die Feuerzüge mit einer angemeſſenen, d. h. vortheilhaften Geſchwindigkeit durchſtrömen können, müſſen die letzteren, wie ſchon oben auseinandergeſetzt wurde, eine entſprechend bemeſſene Querſchnittsgröße haben.

Würde die Temperatur der Verbrennungsluft, die durch den Roſt zum Brennſtoff ſtrömt, unverändert dieſelbe bleiben, ſo könnte die Luft mit derſelben Geſchwindigkeit, mit welcher ſie durch die Roſtſpalten tritt, (etwa zwei bis drei Meter) auch durch die Züge fließen, wenn man den lichten Querſchnitt des Feuerkanals oben ſo groß, wie die freie Roſtfläche macht. Nun kann man aber rechnen, daß die Heizgaſe bei ihrem Austritt aus dem Feuerraume eine mittlere Temperatur von 1200° C. beſitzen, bei welcher ihr Volumen ſich etwa vervierfacht hat, und demgemäß müßte man den freien Querſchnitt des Zuges auch viermal ſo groß wie die freie Roſtfläche, das iſt alſo gerade gleich der Geſammtroſtfläche machen, wenn man dieſelbe geringe Geſchwindigkeit, wie ſie die durch den Roſt tretende atmoſphäriſche Verbrennungsluft beſitzt, durchaus beibehalten wollte.

Nachdem aber der Nachtheil, den ſehr weite Feuerzüge beſitzen ſchon angeführt worden iſt, und auch kein beſonderer Grund vorliegt, die Geſchwindigkeit der Heizgaſe ſo gering zu wählen, wie diejenige der in den Roſt eintretenden kalten Luft, ſo wird man leicht einſehen, daß ſich nur unter ziemlich willkürlichen Annahmen und Vorausſetzungen beſtimmte Normen für die Zugweite aufſtellen laſſen, und ſo findet man auch bei praktiſchen Ausführungen nicht ſelten Abmeſſungen, die, obſchon von den aufgeſtellten gewöhnlichen Regeln bedeutend abweichend, ſich hinſichtlich der damit erzielten Reſultate doch als ganz brauchbar erwieſen haben.

Da die Temperatur der Heizgaſe von 1200° im Feuerraume bis auf etwa 300° im Fuchſe ſinkt, ſo verringert ſich auch dementſprechend ihr Volumen und es erſcheint hiernach angemeſſen, die Querſchnitte der Feuerzüge in derſelben Ordnung, wenn auch nicht in demſelben Verhältniſſe nach und nach kleiner werden zu laſſen. So empfiehlt v. Reiche den Feuerzug, der die heißeſten Heizgaſe führt, $1\frac{1}{2}$mal ſo groß, den zweiten Zug $1\frac{1}{4}$mal ſo groß und den dritten oder letzten Zug wieder eben ſo groß wie die freie Roſtfläche zu machen, welchen freien Querſchnitt auch der Schornſtein erhält.

Dieſelbe Regel, wenn auch nicht mit gleichen Worten ausgedrückt, wird übrigens ſchon ſehr lange und faſt allgemein bei Beſtimmung der Zugweiten befolgt. Auch berechnet man die Querſchnittsfläche mit Hülfe derſelben Formeln, welche zur Berechnung der Schornſteinweiten dienen, indem man für die Geſchwindigkeit und Temperatur der Heizgaſe diejenigen abgeſchätzten

Größen in die Formel einstellt, welche für den betreffenden Zugquerschnitt maßgebend sind. Als größte Geschwindigkeit der Heizgase in den Feuerzügen pflegt man 5 bis 6 Meter in der Sekunde anzunehmen.

Noch weniger, als über den Querschnitt, läßt sich über die zweckmäßigste Länge der Heizkanäle eine allgemein gültige Regel aufstellen, wie dies bei den außerordentlich mannigfachen und grundverschiedenen Kesselsistemen gar nicht auffällig sein kann. Die Länge des Feuerzuges ist oft eine geringe, wie z. B. bei Feuerrohrkesseln und dann wieder eine sehr große, namentlich bei langen Walzen- und Flammrohrkesseln, wenn es bei denselben auf möglichst weitgehende Ausnutzung der Heizgase ankommt. Bei mäßig langen Kesseln bestimmt sich die Zuglänge gewöhnlich dadurch, daß man sie gleich der dreifachen Kessellänge macht, was wegen der Lage des Schornsteins, der in der Regel in der Nähe des hintern Kesselendes steht, bequem und passend ist. Der erste Zug geht dann vom Roste bis zum hintern Ende, der zweite Zug läuft wieder nach vorn und erst der dritte geht hinten nach dem Fuchs und endlich nach dem Schornstein.

Auf die Zuglänge hat die Beschaffenheit der Heizfläche den entscheidendsten Einfluß, während die Geschwindigkeit der Heizgase durch den Zugquerschnitt bedingt wird. Bei guten Heizflächen braucht der Zug nur kurz, bei schlechter Heizfläche muß er lang sein, wenn eine möglichst ausgiebige Wärme-Uebertragung erreicht werden soll. Eine Regel in Bezug auf die Kanal- oder Zuglänge heißt: Die Gesammtlänge eines Feuerzuges soll nicht mehr, als höchstens 30 Meter betragen und das dürfte wohl auch das äußerste Längenmaaß sein, welches man noch mit einigem Nutzen einem Heizkanale geben darf; es muß die Heizfläche schon eine recht schlechte sein, wenn die Heizgase auf einem so langen Wege noch nicht die Temperatur angenommen haben, die sie zu einer hinreichenden Zugerzeugung im Schornsteine noch nothwendigerweise besitzen müssen.

Oft wird ein Heizgasstrom in zwei Hälften zertheilt oder gespalten, welche dann getrennt aber in paralleler Richtung an dem Kessel hingeführt werden, wie z. B. bei einem Kessel mit zwei Flammrohren mit Innenfeuerung, bei welchem der erste (doppelte) Zug in den beiden Flammrohren vom Roste im vordern Kesselende durch den Kessel hindurch bis zum Ende desselben geht, aber nur als eine Zuglänge gerechnet werden kann. Am Ende vereinigen sich die Heizgase aus beiden Flammrohren und ziehen gemeinschaftlich in einem Kanale, der sich unter dem Kessel befindet nach dem Kopfe des Kessels, um sich hier wieder in zwei Hälften zu spalten, welche die beiden Seitenflächen des Kesselmantels bestreichend, sich hinten abermals

vor ihrer Einmündung in den Fuchs zu einem Strome vereinigen, um ſchließlich durch den Schornſtein abzufließen.

Ein Querſchnitt durch einen in ſolcher Weiſe eingemauerten Keſſel zeigt fünf Feuerkanäle die aber nur als 3 zu gelten haben weil, wie in der nachſtehenden Figur 23 erſichtlich, die erſten beiden mit I und die beiden

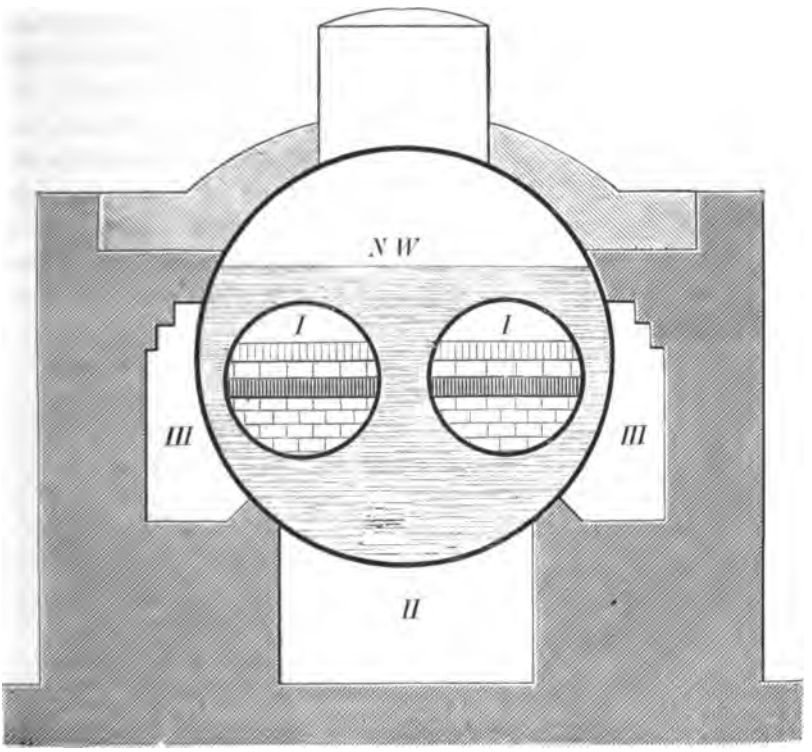


Fig. 23.

mit III bezeichneten Feuerzüge nur um eine größere Heizfläche beſtreichen zu können, je in zwei, ſonſt gleichwerthige Hälften getheilt ſind.

Dies könnte man auch ſo ausdrücken, daß bei mehrfachen Feuerzügen nur die Strecken derſelben als Länge zu rechnen ſind, in welchen die Temperatur vom Roſt bis zum Fuchs gerechnet, nur abnimmt.

Daß die Feuerzüge namentlich am Anfange wo die höchſte Hitze herrſcht, aus feuerfeſten Mauermaterial, d. h. aus Chamotteſteinen und mit Mörtel aus magerem Lehm aber nie mit Kalkmörtel hergeſtellt werden müſſen, iſt ſelbſtverſtändlich und wurde auch bereits geſagt. Auch

werden die Feuerzüge beſſer durch Auskragung der Steine, als durch Wölbung gebildet und hervorſtehende Ecken der Ziegel in den Feuerzügen brauchen nur in ſoweit abgeſtutzt zu werden, als ſie beim Ausräumen der Flugaſche etwa hinderlich werden könnten.

III. Die Zug-Erzeugung.

Soll die Verbrennung auf dem Roſte wie gewünſcht, eine ununterbrochene ſein, ſo muß das Feuer ſtetig mit der nöthigen Verbrennungsluft geſpeiſt werden. Dies geſchieht durch den ſogenannten Zug, womit man die Luftſtrömung bezeichnet, die ſich allemal ſchon von ſelbſt einſtellt, wenn die kalte Luft durch den Roſt zum Brennſtoff tritt und dort unter Aufnahme der entſtehenden flüchtigen Verbrennungsprodukte durch das Feuer eine hohe Temperatur annimmt. Hierdurch wird dieſes Gasgemiſch leichter als die kalte Luft der Umgebung und in Folge des Auftriebs, den jeder leichtere Körper in einer dichteren, d. h. ſpezifiſch ſchwereren Flüſſigkeit erfährt, bewegen ſich die Gaſe nach oben.

Bei einem ganz offenen Feuer würde dieſer Luftſtrom aber ganz ungeregelt ſein und die nächſte Umgebung ſehr beläſtigen; es würde auch der eigentliche Zweck der Feuerung — nämlich die Zuführung und Uebertragung der erzeugten Wärme auf beſtimmte Körper nur unvollkommen erreicht werden.

Man leitet deshalb die in dem Verbrennungsraume erzeugten Heizgaſe durch Kanäle (die ſogenannten Feuerzüge) zu den zu erhitzenden Körpern, woſelbſt ihre Temperatur durch die Wärmeabgabe an dieſe ſich vermindert und führt die ſo benutzten Heizgaſe, damit ſie die Umgebung nicht beläſtigen, durch eine lothrechte oben offene Röhre in die freie Luft ab.

Eine ſolche ſenkrechte, oben offene Röhre, die als Fortſetzung des Feuerzuges zu betrachten iſt, nennt man Eſſe, Kamin oder Schornſtein. Der Schornſtein bildet das einfachſte und natürlichſte Mittel zu einer geregelten Zugerzeugung.

Die Urſache des Zuges im Schornſteine iſt alſo eine in demſelben aufwärts gerichtete Luftſtrömung, welche nun in doppelter Weiſe das Zufließen kalter Luft zum Brennſtoffe durch den Roſt bewirkt. Einmal hat eine jede in Bewegung befindliche Luftmaſſe das Beſtreben, hinter ſich einen luftverdünnten Raum zu erzeugen und bewirkt dadurch, daß andere Luft hinten nachſtrömt, um dieſe Verdünnung wieder auszugleichen. Auf ſolche Weiſe wird von der bewegten Luft im Schornſteine die äußere Luft durch den Roſt in den Verbrennungsraum eingeſaugt.

Durch die Verbrennung auf dem Roſte aber wird die dort befindliche Luft durch die Wärme ausgedehnt, alſo leichter. Zur Herſtellung des Gleich-

gewichts wird sie von der äußeren kälteren Luft nach oben gedrängt und entweicht mit einer Temperatur aus dem Schornsteine ins Freie, welche höher als diejenige der äußeren Luft an dessen Mündung sein muß, weil sonst kein Auftrieb mehr möglich ist. Der Zug wird daher um so stärker sein müssen, je größer der Temperatur-Unterschied zwischen der Feuerluft und der äußeren Luft ist; daher wird auch der Zug und somit auch die Verbrennung sehr lebhaft, so bald das Feuer erst einige Zeit im Gange ist. Mit der Höhe des Schornsteines nimmt die Stärke des Zuges zu, da die in Bewegung befindliche leichtere Luftmasse eine größere ist. Diese Zunahme des Zuges erfolgt aber nicht in dem geraden Verhältnisse der Schornsteinhöhe, sondern in einem Verhältnisse, welches gleich ist der Quadratwurzel aus dieser Höhe. Dabei kommt jedoch nur die senkrechte Höhe in Betracht; alle von der lothrechten Richtung abweichenden Kanäle (Schleifungen) haben auf den Zug weiter keinen Einfluß, als daß sie durch Vergrößerung und Vermehrung der Reibung, die der Gasstrom an den Kanal-Wänden erfährt, die Lebhaftigkeit des Zuges schwächen.

Was die Weite des Schornsteines anlangt, so ist dieselbe durchaus nicht gleichgültig. Die Erfahrung lehrt, daß die engen, sogenannten russischen Schornsteine unserer Stubenöfen viel besser ziehen, als die weiten, deutschen Schornsteine. Bei den engen Essen wird der ganze Raum von warmer Luft erfüllt und ein Aufsteigen der ganzen Luftsäule veranlaßt, während dies bei den weiten Schornsteinen nicht der Fall ist; bei diesen kann auch kalte Luft von oben einfallen, welche der benachbarten warmen Luft Wärme entzieht und durch ihre entgegengesetzte Bewegungsrichtung den Zug schwächt.

Ebenso ist auf den Zug auch die Beschaffenheit der Schornsteinwände von großem Einfluß. Je glatter die Wände sind, d. h. je weniger Hindernisse sie den lothrecht aufsteigenden Rauchgasen bieten, desto besser wird der Zug sein. Da ferner die Temperatur der in dem Schornsteine enthaltenen Luft von der Temperatur der Schornsteinwände abhängig ist, so folgt, daß die Schornsteinwände aus möglichst schlechten Wärmeleitern bestehen sollen, um die Abkühlung der Luft zu verhüten; da wir gesehen haben, daß der Zug um so stärker sein wird, je höher die Temperatur der aus dem Schornsteine abfließenden Rauchgase ist. Würden letztere den Wärmeüberschuß, den sie im Vergleich mit der Temperatur der äußeren Luft haben müssen, durch die abkühlenden Schornsteinwände ganz verlieren, so könnte der Schornstein gar keinen Zug erzeugen. Es erklärt sich so, daß z. B. eiserne Schornsteine, welche man bei vorübergehenden Feuerungsanlagen wegen der schnellen Herstellung und Aufstellung und wegen der leichteren Fundamentirung hin und

wieder anwendet, durch die raſche Wärmeabgabe nach außen einen ſchwächeren Zug erzeugen, als ſteinerne Schornſteine.

So lange die Temperatur der Schornſteinwände und der darin enthaltenen Luft höher, als die der äußeren Luft iſt, wird in dem Schornſteine eine aufwärtsgerichtete Luftſtrömung vorhanden ſein; wenn aber die äußere Luft wärmer iſt, als die Schornſteinwände und die eingeſchloſſene Luft, ſo findet ein abwärts gehender Zug ſtatt. Dieſer Umſtand macht es oft ſchwierig, überhaupt ein Feuer zu Stande zu bringen. In ſolchem Falle hilft man ſich gewöhnlich dadurch, daß man unten im Schornſteine ſelbſt durch Entzünden von Stroh, Hobel- oder Papierſpänen u. ſ. w. ein raſch aufflammendes Flatterfeuer erzeugt, um zunächſt die im Schornſteine ruhende Luftſäule nach oben hinaus zu drängen und dadurch einen aufſteigenden Luftſtrom herzuſtellen, welcher hierauf erſt durch das ſtärkere Roſtfeuer verſtärkt und zu einem ſtetigen gemacht wird. Da die Schornſteinwände aber ihre höhere Temperatur ziemlich lange behalten, ſo findet faſt immer ein aufwärts gerichteter Zug ſtatt.

Bei ſteinernen, neu gemauerten Schornſteinen tritt noch ein Umſtand auf, der eine ſtarke Abkühlung der eingeſchloſſenen Luft bewirkt, nämlich die Verdampfung des Waſſers aus dem Mörtel, ſo lange derſelbe durch Austrocknung und Kohlenſäurebildung Waſſer ausſcheidet. Dieſes Waſſer kühlt durch ſeine Verdunſtung die Schornſteingaſe bedeutend ab, und daher muß man bei neuen gemauerten Schornſteinen ein ſolches Flatterfeuer in der Regel durch einige Zeit unterhalten, wenn man ſicher ſein will, daß der Schornſtein ſpäter im Betriebe den nöthigen Zug erzeugt.

Bei großen Feuerungs-Anlagen und da, wo die größte Erſparniß an Brennmaterial geboten, weil es nur für hohen Preis zu beſchaffen iſt, wo alſo die Verzinſung eines höheren Anlage-Kapitals geringere Koſten verurſacht, als die entſprechende Ausgabe für das mehr aufzuwendende Brennmaterial, führt man den Schornſtein doppelwandig auf, indem man die innere Röhre aus poröſen, die Wärme ſchlecht leitenden Steinen dünnwandig herſtellt und zwiſchen dieſer und dem aus feſten und dichten Steinen aufzubauenden äußeren Mantel einen Zwiſchenraum von fünf bis ſechs Zentimetern frei läßt. Die einen ſolchen leeren Zwiſchenraum ausfüllende ruhende Luftſchicht iſt der beſte Schutz gegen Abkühlung des eigentlichen Schornſteines und der eingeſchloſſenen Rauchgaſe.

Einigermaßen wird der Zug eines Schornſteins auch beeinflußt durch den Wind, obgleich bei hohen, wie es die Dampfſchornſteine ſind, nicht in dem Maaße, wie bei den Schornſteinen der Wohngebäude, die bald höher, bald niedriger an einander gereiht, zu vielfachen Wirbelbewegungen der Luft Veranlaſſung geben, welche leicht ſtörend auf den Zug der Schornſteine

einwirken können. Trifft der Wind in horizontaler Richtung auf ein Hinderniß, so wird die Luft durch diesen Widerstand zunächst verdichtet und gezwungen, nach allen Seiten auszuweichen. Dieses Ausweichen wird aber im Allgemeinen leichter zur Seite und nach oben, als nach unten stattfinden, weil die Luft unten durch die vielfachen Bewegungshindernisse angestaut ist, während seitlich und oben die in weniger gestörtem Strome hineilende Luft das Ausweichen eher fördert, als hemmt. Hierdurch erleidet die ursprünglich horizontale Richtung des Windes gewöhnlich eine Ablenkung nach unten, welche etwa 15° beträgt.

Durch einen solchen, schräg von oben nach unten streichenden Wind kann der Zug in einem oben weiten Schornstein leicht beeinträchtigt werden, besonders wenn der Schornsteinkopf aus architektonischen Rücksichten eine gesimsartige Ausladung und oben einen horizontalen Abschluß, hat wie Figur 24 zeigt, was als durchaus fehlerhaft bezeichnet werden muß.

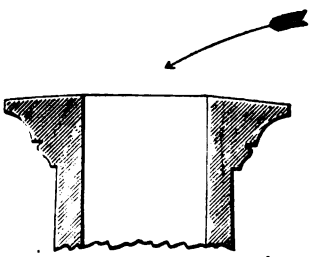


Fig. 24.

Trotz der nach unten geneigten Richtung kann der Wind jedoch, statt den Zug zu hemmen, denselben befördern, wenn eine solche bekrönende Ausladung des Schornsteins entweder ganz fortbleibt, wie bei Figur 25 oder doch so ausgeführt wird, daß der obere Abschluß der Schornsteinwand die Form einer abgekürzten Piramide oder eines abgestumpften Kegels mit eingebogenen Seiten erhält, wie Figur 26 erkennen läßt.

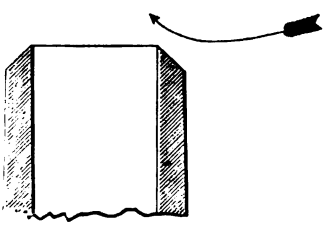


Fig. 25.

Auch die Ueberdeckung der Schornsteinöffnung durch eine, dieselbe etwas überragende Platte welche in angemessener Höhe über der Mündung angebracht ist, kann den Zug befördern.

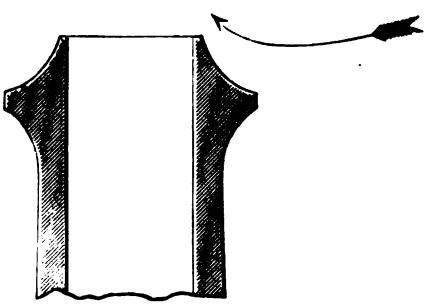


Fig. 26.

Auf solchen Einrichtungen beruhen die vielen Schornstein-Aufsätze, durch welche nicht ziehende Schornsteine in gut ziehende verwandelt werden, sobald die Aufsätze eine richtige Form haben. Dieselben sind für Schorn-

steine der Wohngebäude oft recht zweckmäßig, aber für hohe Dampfschornsteine nicht wohl anwendbar, weil ihre Abmessungen dem Winde zu große Angriffsflächen bieten, wodurch die Gefahr entsteht, daß ein heftiger Windstoß den Aufsatz abwirft, abgesehen davon, daß dergleichen Aufsätze bei ruhigem Wetter für die im Schornsteine aufsteigende Luftsäule immer ein Hinderniß bilden.

Berechnung der Schornstein-Abmessungen.

Die Luftmenge, welche ein Schornstein abführen kann, hängt ab:

a) von dem freien Querschnitt desselben und

b) von der Geschwindigkeit der Luftsäule in demselben.

Das Produkt aus diesen beiden Größen ist die Luftmenge, welche der Schornstein abführt.

Um demnach die Abmessungen des Schornsteins bestimmen zu können, muß man wissen, wie viel Brennmaterial in der Zeiteinheit höchstens zur Verbrennung gelangt, von welchem die Rauchgase durch den Schornstein abzuführen sind.

Da man nun weiß, wie viel Luft erforderlich ist, um ein Kilogramm irgend eines Brennstoffs zu verbrennen, wobei natürlich nicht die rein theoretische Luftmenge, sondern der Sicherheit wegen die doppelte Menge davon in Rechnung zu ziehen ist, so muß man noch die Geschwindigkeit kennen, mit welcher die Rauchgase dem Schornsteine entströmen, um den freien Querschnitt bestimmen zu können.

Zu diesem Zwecke nimmt man an, daß die Rauchgase dem Schornstein mit zwei, höchstens drei Meter Geschwindigkeit in der Sekunde entweichen und daß die Temperatur der in den Schornstein eintretenden Feuergase höchstens 300^0 C., bei guter Wärmeausnutzung aber nur 180^0 bis 240^0 beträgt, während dieselbe beim Austritt aus der oberen Mündung nur 80^0 bis 100^0 ist.

Unter dieser Voraussetzung berechnet man den kleinsten, d. h. oberen freien Querschnitt des Schornsteins nach folgender Formel:

Es ist der freie, kleinste Querschnitt

$$F = \frac{G\,(V + V_1)}{3600} \cdot \frac{273 + t}{273} \cdot \frac{1}{V}$$

Hierin bedeutet:

F den lichten Querschnitt in qm,

G das in einer Stunde zu verbrennende Brennmaterial in Kilogrammen,

V das Volumen der Luft, welches zur vollkommenen Verbrennung von 1 kg. des betreffenden Brennstoffs theoretisch nothwendig ist,

V_1 das, diesem entsprechende Volumen der Verbrennungsgase, beide gemessen bei 0^0 und einem mittleren Barometerstande und zwar in Kubikmetern, sowie

t die Temperatur der Gase bei ihrem Entweichen aus dem Schornstein

Für V und V_1 gelten folgende Durchschnittswerthe:

für lufttrockenes Holz	ist $V = 3{,}8$	und $V_1 = 9{,}1$
„ vollkommen trockenes Holz	„ $= 4{,}6$	$= 6{,}6$
„ lufttrockenen Torf	„ $= 4{,}3$	$= 10{,}3$
„ vollkommen trockenen Torf	„ $= 5{,}8$	$= 12{,}4$
„ Braunkohlen	„ $= 7{,}2$	$= 15{,}5$
„ bitum. Steinkohlen	„ $= 8{,}5$	$= 17{,}8$
„ magere Steinkohlen	„ $= 8{,}3$	$= 16{,}9$
„ trockene „	„ $= 7{,}8$	$= 16{,}2$
„ Kohks „	„ $= 8{,}2$	$= 17{,}0$.

Soll z. B. der kleinste Querschnitt eines Schornsteins berechnet werden, der die Rauchgase von einer Anlage abzuführen hat, in welcher in einer Stunde 300 kgr. magerer Steinkohle zur Verbrennung kommen, und nimmt man die Temperatur der Gase beim Entweichen aus dem Schornsteine $= 80^0$ C. und die Geschwindigkeit $= 3$ m an, so wäre

$$F = \frac{300\ (8{,}3 + 16{,}9)}{3600} \cdot \frac{273 + 80}{273} \cdot \frac{1}{3} = 0{,}905 \text{ qm.}$$

Es wurde schon oben bemerkt, daß die Stärke des Schornsteinzuges, d. i. die Geschwindigkeit der abziehenden Schornsteingase abhängig ist von der Temperatur der Rauchgase und der Schornsteinhöhe. Was nun diese Temperatur anlangt, so wird dieselbe um so geringer sein, je mehr man von der Wärme der Heizgase wirklich nutzbar gemacht hat; es wäre daher zweckmäßig, diese Temperatur recht niedrig werden zu lassen, die Heizgase also möglichst auszunutzen. Man müßte dann aber die Schornsteinhöhe um so größer nehmen, je niedriger die Temperatur der Rauchgase ausfällt. Hierin liegt in wirthschaftlicher Hinsicht ein Widerspruch; denn was man auf der einen Seite erspart, muß auf der andern wieder durch Opfer erkauft werden, weil die Herstellungskosten eines Schornsteins sich mit der Höhe desselben beträchtlich steigern. Es ist bis heute noch eine ungelöste Aufgabe, durch Rechnung genau die Grenze anzugeben, bis wie weit man die Heizgase ausnutzen, und bis zu welcher Höhe man einen Schornstein aufführen muß, damit die Betriebskosten den kleinsten Werth erreichen.

Alle theoretischen Berechnungen, die man über die zweckmäßigste Höhe der Schornsteine u. s. w. anstellt, sind einerseits so verwickelt und andrerseits auf einer ganzen Reihe von verschiedenen Annahmen und Voraussetzungen

begründet, die in der Wirklichkeit entweder gar nicht, oder doch nicht gleichzeitig zutreffend sind, so daß es als eine müßige Aufgabe betrachtet werden müßte, hier auf die Schornsteintheorien näher einzugehen. Gleichwohl mögen hier einige Formeln und Regeln Platz finden, die als Ergebnisse von Theorien oder auf Erfahrung begründet, von Autoritäten des Faches aufgestellt sind.

Nach Peclet berechnet man zuerst die geringste Höhe, welche zur Ueberwindung der, annäherungsweise abgeschätzten, Widerstände in der Feuerungs-Anlage nöthig ist mittels der Formel

$$h = \frac{v^2}{20} (13 + 0{,}06\ L) \text{ Meter}$$

worin L die gesammte Zuglänge einschließlich der schätzungsweise angenommenen Schornsteinhöhe h in Metern und v die Eintrittsgeschwindigkeit der Rauchgase in den Schornstein ist; die letztere setzt man für niedrige Schornsteine $= 5$ m und für hohe 6 m.

Die wirkliche Schornsteinhöhe H wird alsdann mit Berücksichtigung der inneren und äußeren Temperatur nach der Formel:

$$H = \frac{h\ T_2}{0{,}96\ (T_1 - T_2)}$$

berechnet, worin T_1 die absolute Temperatur der in den Schornstein eintretenden Rauchgase und T_2 die der äußeren Luft bezeichnen.

Nimmt man die mittlere äußere Lufttemperatur zu 10^0 an, so folgt $T_2 = 15 + 273 = 288^0$; es sei ferner die höchste Temperatur der Rauchgase beim Eintritt in den Schornstein $= 300^0$ und die niedrigste $= 180^0$ im Mittel also $= 240^0$ so ist T_1 im Mittel $= 273 + 240 = 513^0$.

Es sei z. B. in einem bestimmten Falle $L = 40$ m geschätzt, v werde $= 5$ gesetzt, so ist $h \quad \frac{5^2}{20} (13 + 0{,}05 \cdot 40) = 18\frac{3}{4}$ Meter. Setzt man diese Werthe in die zweite Formel ein, so erhält man

$$H = \frac{18{,}75 \cdot 288}{0{,}96\ (513 - 288)} = 25 \text{ Meter}$$

Von einem andern Autor, (G. Schmidt) ist zur Berechnung der Schornsteinhöhe folgende Formel aufgestellt worden:

$$H = \left(\frac{7\ N}{N + 14}\right)^2$$

und für den oberen lichten Durchmesser des runden Schornsteins die Formel

$$d = 0{,}22 + 0{,}1 \sqrt{N}$$

worin N die Anzahl der nominellen Pferdestärken der Dampfmaschine bezeichnet, für welche die Anlage bestimmt ist.

Angenommen ist hierbei, daß eine nominelle Pferdestärke in der Stunde 25 kg. Dampf konsumire und die Rauchgase eine Temperatur von mindestens 160^0 C. haben.

Die hierdurch erhaltenen Abmessungen genügen innerhalb sehr weiter Grenzen, selbst wenn die Widerstände in den Zügen beträchtlich sind.

Wäre z. B. N = 100, so ergiebt sich

$$H = \left(\frac{7 \cdot 100.}{100 + 14}\right)^2 = 6{,}14^2 = 37{,}8 \text{ Meter}$$

und der obere lichte Durchmesser

$$d = 0{,}22 + 0{,}1 \sqrt{100} = 1{,}22 \text{ Meter}$$

Es ist klar, daß man die Schornstein-Abmessungen auch für den Fall nach vorstehenden Formeln berechnen kann, wenn statt der Pferdestärken die Dampfmenge in Kilogramm gegeben ist, welche die Kessel-Anlage liefern soll. Man hat dann nur nöthig, die gegebene Dampfmenge durch die Zahl 25 zu dividiren, um das ideelle N zu ermitteln, welches nun in die Formeln einzusetzen ist.

Andere Regeln lauten:

Man gebe den Feuerzügen sowohl als dem Schornsteine einen lichten Querschnitt gleich der freien Rostfläche, also für Braunkohlenfeuerung = $^1/_5$ der Gesammtrostfläche und für Steinkohlenfeuerung = $^1/_4$ derselben.

So wie man den Feuerzug über der Feuerbrücke bis auf etwa $^3/_4$ bis $^3/_5$ seines erforderlichen Querschnitts verringert, so geschieht das auch oft mit Vortheil mit dem Schornsteinkanal an seiner oberen Mündung.

Was den zweckmäßigen Querschnitt der Feuerzüge und des Schornsteins anlangt, so herrscht darüber im Ganzen eine größere Uebereinstimmung in den von verschiedenen Seiten vorgeschriebenen Regeln, als in Hinsicht auf die Höhe des Schornsteins, welche von einigen Technikern für genügend bezeichnet wird, so bald sie 10 bis 22 Meter beträgt, was aber jedenfalls nur für kleine Anlagen ausreichen dürfte. Für den Stadtbezirk von Berlin ist 19 Meter als die geringste Höhe für Dampfschornsteine gesetzlich vorgeschrieben.

Nach Professor Grove soll ein Schornstein für Steinkohlenfeuerung einen geringsten freien Querschnitt haben

der gleich $^1/_4$ der Gesammtrostfläche ist, wenn seine Höhe 16 Meter,
= $^1/_5$ " " " " " " 25 "
= $^1/_6$ " " " " " " 36 "

beträgt. Für Braunkohlenfeuerung genügen $^2/_3$ bis $^3/_4$ der vorstehend angegebenen Querschnitte. Nach v. Reiche soll die Höhe eines Schornsteines 25 mal so groß sein, wie die kleinste lichte Weite desselben, mindestens aber 16 Meter betragen, und diese Regel soll Geltung haben, so lange die Gesammtrostfläche nicht größer als höchstens 20 Quadratmeter ist.

Hiernach bleibt noch die Frage zu beantworten, welche Form für einen Schornstein die geeignetste ist. Da ein Schornstein um so besser ist, je weniger er die eingeschlossenen Rauchgase abkühlt, so muß eine kreisrunde Querschnittsform die beste sein, weil ein Kreis die kürzeste Linie ist, die eine Fläche von gegebener Größe einschließt; der kleinste Umfang wird also auch die kleinste Abkühlungsfläche bieten. Eine solche macht den geringsten Aufwand an Baumaterial nöthig und, was eine Hauptsache ist, die runde Form bietet dem Winde den geringsten Widerstand dar.

Runde Schornsteine erfordern aber zu ihrer Herstellung Formziegel von so vielen verschiedenen Größen, als die Schornsteinwandung Absätze erhält, denn es ist wohl leicht einzusehen, daß man die Mauer eines so hohen Baues, wie ein Schornstein es ist, nicht von unten bis oben in derselben Stärke ausführen wird. Solche Formsteine sind aber nicht überall leicht zu beschaffen.

Man baut deshalb auch noch Schornsteine von eckiger Form, und zwar meist von achteckiger, weil sie sich mit den gewöhnlichen, rechteckig geformten Backsteinen noch gut herstellen läßt.

Die viereckige, quadratische Form ist natürlich die schlechteste, weil sie den größten Materialaufwand bedingt und der drehenden Bewegung der aufsteigenden Luftsäule sehr hinderlich ist. Man baut daher auch nur niedrige, und weniger wichtige Schornsteine noch von quadratischem Querschnitt namentlich dann, wenn man keine geschickten Maurer zur Verfügung hat. Wegen der bezeichneten Vortheile werden aber alle größeren, bedeutenderen Schornsteine nur noch rund ausgeführt.

Nächst der Form des Querschnitts kommt noch diejenige des Höhenprofils in Betracht, welches entweder von unten nach oben eine gleiche Weite haben, oder sich erweitern oder verengen kann.

Für eine Erweiterung nach oben ließe sich nur anführen, daß sie der aufsteigenden Luftsäule den geringsten Widerstand leistet; dagegen aber sprechen mehrere, sehr wichtige Umstände, namentlich:

1. die geringe Standfestigkeit eines Schornsteines, welcher oben einen größeren Durchmesser als unten hat,
2. daß eine große Weite oben das Einfallen des Windes sehr begünstigt, also den Zug stört, und
3. weil durch eine solche Form die Abkühlungsfläche vergrößert wird.

Mit Rücksicht auf diese Umstände ist ein nach oben sich verjüngendes Schornsteinprofil offenbar als das beste zu bezeichnen, zumal die Schornsteingase wegen der Abnahme ihrer Temperatur nach und nach ein geringeres Volumen einnehmen, so daß eine Verkleinerung des freien Querschnitts sich als ganz naturgemäß und passend erweist.

Zugkraft der Schornsteine.*)

Der Schornstein ist bei einer Kesselanlage einer der wichtigsten Theile, denn wenn er in seinen Dimensionen nicht richtig bemessen, und etwas zu niedrig und zu eng ist, so hat dies auf die Verbrennung einen sehr wesentlichen Einfluß. Man kann einen den Verhältnissen vollständig entsprechenden Schornstein nur mit genauer Berücksichtigung auch der örtlichen Verhältnisse gut bauen.

Meist wird bei Neuanlage von Schornsteinen darauf gesehen, daß dieselben möglichst billig werden, wobei dann der Durchmesser und die Höhe zu gering bemessen werden, so daß sie höchstens bei günstigem Winde Zugkraft genug besitzen, um den Kohlen die zur Verbrennung nöthige Luft zuzuführen. Sobald aber eine ungünstige Windrichtung eintritt, so wird das Feuer auch bei der größten Aufmerksamkeit des Heizers nur spärlich brennen und gehen eine große Menge Gase, die sich erst bei höherer Temperatur entzünden, ungenutzt durch die Züge aus dem Schornstein.

Weinlig hat, so viel es ohne größere Unkosten möglich war, verschiedene Schornsteine auf ihre Zugkraft untersucht und giebt nachstehende kleine Tabelle ein Bild über die dabei ermittelten Resultate:

Kessel-System	Heizfläche	Rostfläche	Schornsteinhöhe in m	Schornsteinweite in m/m	Rostfläche zur Heizfläche wie	Rostfläche zum oberen Schornstein-Querschnitt	Temperatur im Fuchs o Cels.	Zug des Schornsteins in m/m Wassersäule
◎	6,65	Planrost-Innenfeuerg. 0,34	14—15	260 □	1 : 19	1 : 5,0	125	2
„	10,0708	Planrost-Innenfeuerg. 0,33	20,0	500 □	1 : 32,4	1 : 1,3	230	8,5
„	28,698	Planrost-Innenfeuerg. 0,56	25,00	700Dm.	1 : 51,2	1 : 1,4	250	12,5

*) Jahresbericht des Magdeburger Kesselvereins 1888.

Kessel-Sistem	Heiz-fläche	Rostfläche	Schornsteinhöhe in m	Schornsteinweite in m/m	Rostfläche zur Heizfläche wie	Rostfläche zum oberen Schornstein-Querschnitt	Temperatur im Fuchs ° Cels.	Zug des Schornsteins in m/m Wassersäule
	12,25	Planrost-Unterfeuerung 0,946	20,00	630Dm.	1 : 13	1 : 2,9	240—380	6—8,5
	15,367	Planrost-Vorfeuerung 0,438	Dimensionen waren jetzt nicht zu ermitteln.		1 : 35	—	160	7—8
Röhrenkesselsistem Steinmüller	50,00	Planrost-Vorfeuerung 2,262	28,24	950Dm.	1 : 22	1 : 3,1	370	12—14
	83,5	Planrost-Vorfeuerung 3,6	40,00	900Dm.	1 : 23	1 : 5,6	320	18
	64,5	Treppenrost 1,84	20,00	550Dm.	1 : 35	1 : 7,7	160	7—10
"	43,62	Treppenrost 2,16	33,00	940Dm.	1 : 20	1 : 3,1	290	12—14
"	23,712	Treppenrost 0,877	17,25	785 □	1 : 27	1 : 1,25	150	11—12
"	46,821	Treppenrost 1,65	25,0	520Dm.	1 : 28	1 : 8,25	335	11
"	46,00	Treppenrost 1,4	Dimensionen waren nicht zu ermitteln.		1 : 32,8	—	390	9—10
"	50,00	1,66	30,00	800Dm.	1 : 30	1 : 33	90	16—24
"	70,50	2,24	31,38	750Dm.	1 : 31	1 : 5	260	16—17
"	36,00	Treppenrost 1,60	25,00	700Dm.	1 : 22	1 : 4,1	200	13—16

Wie aus vorstehender Tafel ersichtlich, ist die in Millimeter Wassersäule angegebene Zuggeschwindigkeit der Gase bei den meisten Schornsteinen eine geringe und es geht daraus hervor, daß die Höhe der Schornsteine den örtlichen Verhältnissen nicht entspricht. Der Querschnitt bei zwei Schornsteinen ist zu klein, es findet bei diesen beiden Anlagen auch nur eine ganz mangelhafte Verbrennung statt und vor dem Treppenrost ist eine hohe Temperatur bemerkbar.

Standfestigkeit des Schornsteins.

Ein Schornstein muß nicht nur eine richtige Weite und Höhe, sondern auch eine gute Standfestigkeit haben, und demgemäß muß er zunächst auf

einem guten Baugrunde errichtet, ſodann aus einem guten Baumaterial hergeſtellt werden, ferner eine angemeſſene Wandſtärke und ein ſolides Fundament bekommen und endlich von tüchtigen und gewiſſenhaft arbeitenden Maurern ausgeführt werden.

Mit der ſich immer mehr ausbreitenden Gewerbsthätigkeit wächſt auch die Zahl der hohen Dampfſchornſteine, aber auch ebenſo mehren ſich die Fälle wo dieſelben umſtürzen oder doch eine ſo bedeutende Abweichung von der lothrechten Stellung annehmen, daß ſie nicht, oder nur mit einem bedeutenden Aufwande an Mühe und Koſten wieder in die richtige Lage zurückgebracht werden können.

Wenn ein Schornſtein in ſeinem ganzen Zuſammenhange eine ſchiefe Stellung einnimmt, ſo kann daran ebenſowohl ein ungleichmäßiges Setzen des Mauerwerks als auch ein einſeitiges Nachgeben des Baugrundes die Urſache ſein. Das Erſtere vermeidet man durch eine möglichſt ſorgfältige und nicht zu ſchnelle Ausführung; auch müſſen die Maurer, welche an dem Schornſteine arbeiten, täglich mit ihren Plätzen wechſeln dergeſtalt, daß jeder einzelne ſich in einer Schraubenlinie um den Schornſtein herum bewegt, weil von den einzelnen Arbeitern niemals eine ganz gleichmäßige Anwendung des Mörtels zu erwarten und daher ein ungleichmäßiges Setzen des Mauerwerks die nothwendige Folge iſt, wenn jeder der Arbeiter immer an derſelben Schornſteinſeite arbeitet.

Falls der Schornſtein ohne Gerüſt gebaut wird, ſo iſt ſorgfältig zu vermeiden, daß beim Aufziehen des Baumaterials immer dieſelbe Schornſteinſeite belaſtet werde, weil dies ebenſowohl als auch der Druck des, während des Baues immer von derſelben Seite wehenden Windes ein Krummziehen des Schornſteins verurſachen kann, denn der noch weiche Mörtel giebt nur zu leicht einem ſolchen ungleichmäßigen Drucke nach.

Ein ſo hoch emporragendes Bauwerk, wie es ein freiſtehender Dampfſchornſtein iſt, welches faſt nur aus aufeinander geſchichteten Backſteinen beſteht und nur eine verhältnißmäßig kleine Stützfläche hat, erfordert in erſter Linie einen ſicheren Baugrund, der, falls er ſich nicht in ſolcher Beſchaffenheit vorfindet, erſt künſtlich verbeſſert werden muß. Daher muß vor allen Dingen eine ſorgfältige Unterſuchung des Baugrundes vorgenommen werden, die ſich nicht nur auf die gerade zu bebauende Fläche, ſondern auch auf die nächſte Umgebung und auf eine der Wichtigkeit des Baues angemeſſene Tiefe zu erſtrecken hat.

Iſt der natürliche Baugrund, der ſogenannte gewachſene Boden, der durch Abgraben des lockeren und des etwa aufgeſchütteten Erdreichs bloß zu legen iſt, nicht ganz ſicher, d. h. beſteht derſelbe aus preßbarer Erde, oder aus

schwimmendem Sande u. s. w., oder ist das Gelände quellenreich, oder enthält der Boden Thon- oder Lehmschichten von wechselnder Mächtigkeit, so ist ausgiebige Vorsicht geboten und es muß der Grund unter allen Umständen entweder auf Pfählen gelegt werden, falls er zu wasserreich ist, oder die Baugrube muß durch einen Schwellen- oder Pfahlrost, oder durch eine nicht zu dünne Lage von Zement Beton genügend befestigt werden. Der natürliche gewachsene Boden ist auf ein Quadratmeter mit nicht mehr, als 20000 kgr. zu belasten.

Ein gemauerter Schornstein besteht:

1. aus dem Fundamente, welches von der Sohle der Baugrube bis zur Bodenhöhe reicht und mit seiner breiten Basis eine der zulässigen Flächenbelastung entsprechend große Grundfläche bedecken muß. Dasselbe wird meist aus möglichst großen aber lagerhaften natürlichen Steinen mit Abtreppungen, am besten mit Zementmörtel ausgeführt. Sind keine natürlichen Steine guter Beschaffenheit zu beschaffen und sollen Backsteine Verwendung finden, so müssen dies sehr gute gebrannte, sogenannte Klinkersteine sein. Auf das Fundament folgt:

2. der Sockel oder das Postament des Schornsteins, welches gewöhnlich und am zweckmäßigsten von quadratischem Querschnitt aus natürlichen oder aus gut gebrannten Backsteinen mit Luftmörtel oder besser auch mit Zement aufgeführt wird. Werden natürliche Steine verwendet, so giebt man dem Sockel ein Futter aus Backsteinen mit Lehmmörtel und isolirt dasselbe durch eine etwa 5 Zentimeter weite Luftschicht von dem Sockelmantel. Die quadratische Form eignet sich deshalb am besten für einen Schornsteinsockel, weil die geraden Seitenwände die Anbringung der erforderlichen Oeffnungen für den Fuchs und die Reinigungsthür am besten gestatten, während die vier Ecken der darauf ruhenden Säule eine gute Unterstützung gewähren. Auf den Sockel folgt

3. der Schaft, der wie schon oben auseinandergesetzt wurde, am besten einen runden oder allenfalls einen achteckigen Querschnitt erhält und im ersten Falle aus sogenannten Brunnenziegeln, im zweiten Falle aus gewöhnlichen, aber ebenfalls hartgebrannten Ziegeln aufgeführt wird. Den oberen Abschluß des Schafts bildet

4. der Kopf des Schornsteins, der aber nur dann als ein besonderer Theil erscheint, wenn er sich, sei es aus architektonischen oder aus Zweckmäßigkeitsrücksichten von dem Schafte äußerlich abgrenzt. Derselbe wird am besten aus größeren, durch Eisenklammern mit einander verbundenen, behauenen Werksteinen hergestellt, oder im andern Falle durch Gußeisenplatten abgedeckt.

Die Standfeſtigkeit eines Schornſteins wird, einen guten Baugrund vorausgeſetzt und von Erderſchütterungen, Ueberſchwemmungen, Exploſionen und ſonſtigen außerordentlichen Einflüſſen abgeſehen, hauptſächlich nur von dem Winde bedroht. Der Wind iſt aber eine ſehr veränderliche Gewalt, welche für verſchiedene Gegenden ſehr verſchieden heftig auftreten kann.

Man beurtheilt die, von der Geſchwindigkeit der Luft abhängige größte Kraft des Windes nach dem Drucke, den derſelbe auf die Quadrateinheit einer von ihm rechtwinkelig getroffenen Wandfläche ausübt.

Für das mittlere Deutſchland wird der größte Winddruck auf ein Quadratmeter nach Weisbach angenommen zu 127 kg.; für England (Glasgow) nach Rankine zu 269 kg.

Der Orkan vom 12. März 1876 übte nach Profeſſor Quetelet in Brüſſel einen Druck von 144 kg auf ein Quadratmeter aus. Dieſer Orkan warf eine größere Zahl von Schornſteinen um und in Folge deſſen haben ſich verſchiedene Techniker die Aufgabe geſtellt, Regeln nnd Formeln zu finden nach denen Schornſteine zu bauen ſind, die vom Winde nicht umgeſtürzt werden. Dieſe Aufgabe iſt indeſſen keine ſo einfache, inſofern dabei Faktoren auftreten, die man nicht genau anzugeben vermag oder überhaupt nicht kennt; ſetzt man aber abgeſchätzte Werthe in die Rechnung ein, ſo kann das Reſultat der Rechnung nicht in jeder Beziehung verläßlich ausfallen.

Bei einem Schornſteine iſt es nur das Gewicht des Mauerwerks, welches dem Winde Widerſtand gegen das Umſtürzen leiſtet. Die Annahme, daß ein Schornſtein durch den Mörtel den Zuſammenhang eines einzigen feſten Körpers erlange, der vor dem Umſtürzen erſt wie ein Balken durchgebrochen werden müßte, woraus folgen würde, daß in den Lagerfugen auf der vom Winde getroffenen Seite Zugſpannungen auftreten, iſt jedenfalls eine ſehr gewagte und wird in Wirklichkeit ſchwerlich einmal zutreffend ſein. Selbſt wenn, was praktiſch gar nicht durchführbar iſt, die Ausführung mit ſo großer Sorgfalt erfolgt wäre, daß die Lagerfugen in allen Punkten und Querſchnitten ordnungsgemäß mit Mörtel ausgefüllt, die Steine alſo überall gut mit einander verkittet worden wären, ſo iſt doch die Wahrſcheinlichkeit, daß der urſprünglich vorhandene Zuſammenhang zwiſchen den Steinen auch beſtehen bleibt, gleich Null. Schon während der Ausführung reicht der unvorſichtige Fußtritt eines Arbeiters, oder ein auf das friſche Mauerwerk geworfener Körper hin, den innigen Zuſammenhang in der Fuge aufzuheben. Aber wenn auch durch die peinlichſte Vorſicht eine derartige Beſchädigung ſich hätte vermeiden laſſen, kann nicht verhütet werden, daß eingedrungenes Waſſer im Winter zum Gefrieren kommt und die Fuge ſprengt, oder daß bei ſtarkem

[illegible] Bedeutung [illegible] Quadratmeter [illegible] ferner [illegible] Quadrat- [illegible]

[illegible] bindendem Zementmörtel [illegible]

[illegible] 250 mm und werde alle 6 m [illegible]

[illegible] der ganzen Schorn- [illegible] Durchmesser.

Da letztere Vorschrift für die Praxis viel bequemer ist, und ihre Befolgung durchaus feste Schornsteine giebt, so ist derselben der Vorzug um so mehr zu geben, als dabei von dem Mörtel keine Zugfestigkeit verlangt wird. Die Vorschrift könnte auch, unbeschadet der Sicherheit dahin abgeändert werden, daß man für die obere geringste Wandstärke nur 200 mm oder 180 mm nimmt, dieselbe dagegen alle 4 m um 50 mm stärker werden läßt.

Ueberall, wo Einstürze von Schornsteinen vorgekommen sind, hat sich nachweisen lassen, daß bei der Berechnung oder dem Entwurfe entweder die Kraft des Windes zu gering geschätzt worden ist und demnach die Wandstärken oder auch die Verjüngung nach obenhin zu schwach genommen war, oder daß man dem Mörtel eine bindende Kraft zugeschrieben hat, die er nicht in allen Punkten besitzt.

Die Einmündung des Fuchses in den Schornstein erfolgt oft unter der Bodenfläche, was in dem Falle ohne Nachtheil ist, wenn dem Fuchs vom Kessel her kein oder doch nur ein mäßiger Fall gegeben zu werden braucht. Dem Fuchs einen Fall zu geben, ist im Allgemeinen zu vermeiden, weil damit stets eine Verminderung des Zuges verbunden ist; wo aber eine solche beabsichtigt wird, da ist der Rauchschieber oder die einen solchen ersetzende Thür oder Klappe stets ein besseres Mittel zur Erreichung dieses Zwecks, als ein Fallen des Fuchses.

Hat ein Schornstein die Rauchgase aus mehreren Feuerungen aufzunehmen, so muß seine Weite natürlich gleich der Summe aller freien Rostflächen gemacht werden, während die Höhe gleich derjenigen zu nehmen ist, welche für die größte Einzel-Feuerungsanlage erforderlich ist.

Bei der Einführung des Fuchses in den Schornstein soll die Richtungsänderung niemals plötzlich, sondern durch sanfte Abrundung aller Ecken ganz allmälich geschehen, damit von der lebendigen Kraft des Gasstromes so wenig wie möglich verloren gehe.

Münden in denselben Schornstein in derselben Höhe mehr als ein Fuchs ein, so müssen die Rauchgase aus denselben durch trennende Mauerzungen oder Scheidewände erst in die lothrechte Richtung übergeführt werden, bevor sie zusammenfließen, damit der Zug nicht durch Zusammenstoß der Gasströme gestört oder beeinträchtigt werde. Gegenüber der Einmündung des Fuchses bringt man am Sockel des Schornsteins eine Oeffnung an, die entweder mit einer Thür verschlossen, oder leicht zugemauert wird, damit sie leicht geöffnet werden könne. Dieselbe dient zur Reinigung des Schornsteins und des Fuchses von Ruß und Flugasche. Man pflegt zu

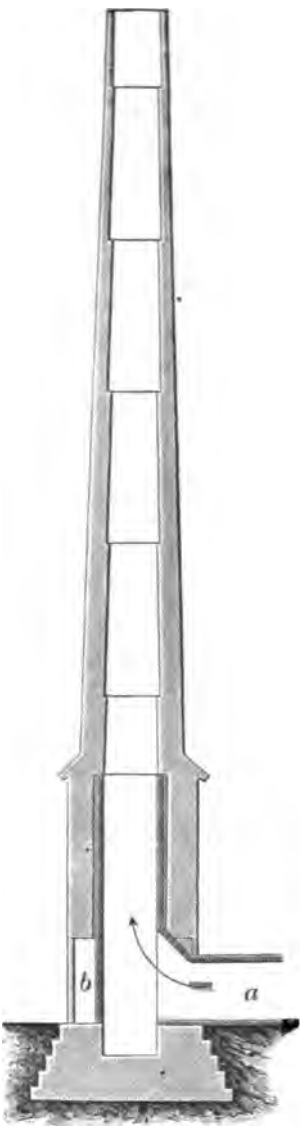


Fig. 27.

dem Zwecke die Sohle des Schornſteinrohrs um 1 bis 2 m tiefer als die Sohle des Fuchſes zu legen, wodurch ein Aſchenſack in der einfachſten Weiſe und zugleich an einem paſſenden Platze gebildet wird.

Figur 27 zeigt einen lothrechten Schnitt durch einen runden Schornſtein von 40 m Höhe, 1,8 m oberer und 2,2 m unterer Weite. Der aus natürlichen Steinen aufgeführte Sockel iſt mit einem Futter aus Backſteinen verſehen und dieſes durch eine Luftſchicht vom eigentlichen Sockel iſolirt. Bei a iſt die Einmündung des Fuchſes und bei b die durch zwei dünne Mauerwände zugeſetzte Reinigungsthür.

Figur 28 zeigt Anſicht und Durchſchnitt eines achteckigen Schornſteins mit einem hoch hinaufreichenden Futter, welches ebenfalls durch eine Luftſchicht von dem äußeren Mantel abgeſondert iſt, und erſt im oberſten Stockwerke ſich mit dieſem vereinigt. Bei a mündet der Fuchs ein und b iſt die Reinigungsthür.

Gegen den zuweilen höchſt beläſtigenden Aſchenauswurf bei Braunkohlenfeuerung hat ſich der Schomburg'ſche Aſchenfänger mehrfach als wirkſames Hülfsmittel bewährt.

Beiſpielsweiſe fand ſich bei einem ſechs Tage dauernden Verſuche, daß in dieſer Zeit 66 Centner Aſche im Apparat aufgefangen waren, alſo 11,33 Ctr. in 24 Stunden. Hierbei iſt zu bemerken, daß auch der direkte Schieber zum Schornſtein etwas geöffnet ſein mußte, da ſonſt die Zuggeſchwindigkeit durch den Apparat beeinflußt wurde uud daß ferner der ſogenannte Deflektor des Apparates von ſeinen Aufhängeketten abgeriſſen und auf die Mündung des Rauchkanals geſtürzt war und ſo letzteren theilweis verſchloß. Dieſer Uebelſtand wurde durch Beſchaffung eines eiſernen, ſtatt kupfernen, Deflektors und beſſerer Aufhängung beſeitigt.

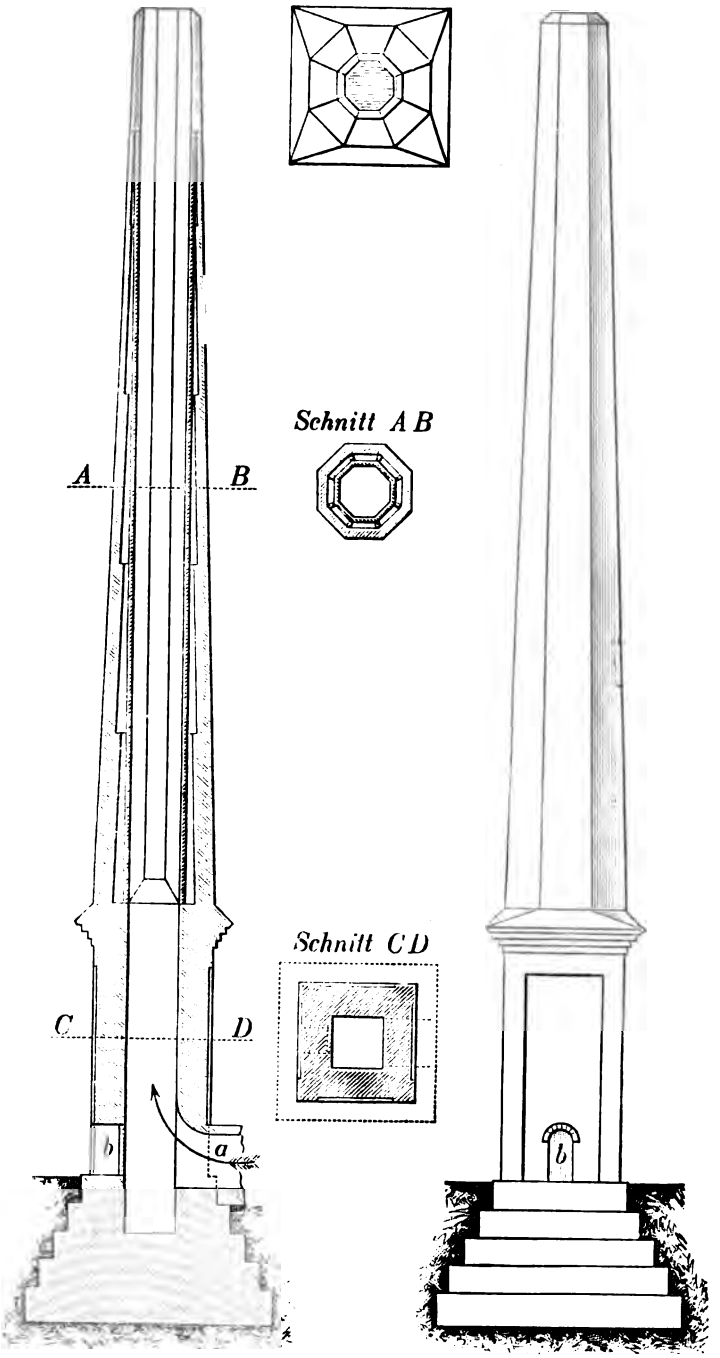


Fig. 28.

Die beifolgende Skizze (Figur 29) vergegenwärtigt die Einrichtung eines Schomburg'schen Aschenfängers, bei welchem man den aufsteigenden Fuchs

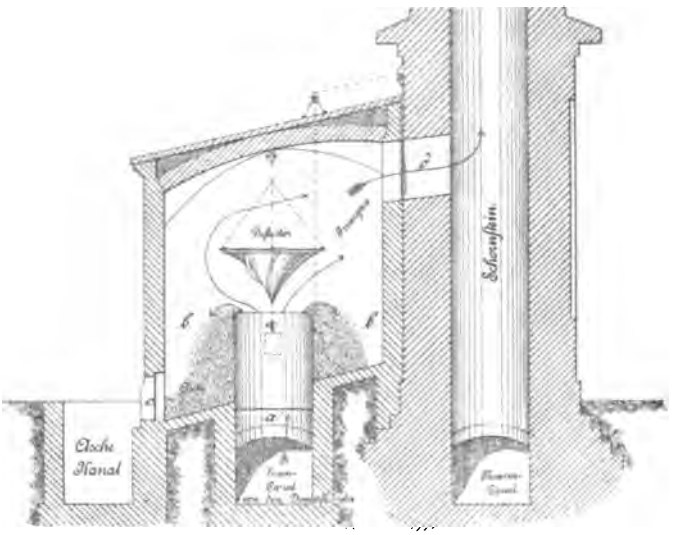


Fig. 29.

a a in einer neben dem Schornstein angebrachten Kammer b b münden läßt und über der Mündung des Fuchses einen schneckenartig gewundenen Kegel (Deflektor) aufgehängt hat, welcher von außen durch Kette und Rollen in seiner Höhenlage regulirt werden kann. Die Asche wird durch letzteren Apparat zur Seite geworfen und sammelt sich auf dem schrägen Boden der Kammer b b, um durch die eiserne Thür bei c von Zeit zu Zeit entfernt werden zu können. Durch d entweichen die Rauchgase, welche den Apparat durchstrichen haben, in den Schornstein.

Um die Reinigung des Apparates zu bewirken muß derselbe ganz ausgeschaltet, also die Rauchgase müssen direkt in den Schornstein geleitet werden, was in der Weise geschieht, daß man den im Fuchs angebrachten Schieber zum Aschenfänger und den vom Aschenfänger zum Schornstein führenden Kanal (d) schließt und den direkten Fuchs nach dem Schornstein öffnet.

Zug-Erzeugung durch künstliche Hülfsmittel.

Nicht überall kann man zur Zugerzeugung einen entsprechend weiten und hohen Schornstein aufstellen und man ist in solchen Fällen genöthigt, den erforderlichen Zug auf künstliche Weise zu schaffen.

Bei Lokomotiven und Lokomobilen geschieht dies bekanntlich durch den sogenannten Abdampf, das heißt durch den Dampf, der im Dampfzilinder bereits seine Arbeit verrichtet hat und nun ins Freie entlassen werden muß.

Da dieser Dampf aber noch eine, den Druck der atmosphärischen Luft bedeutend übersteigende Spannung besitzt, so wird dieser Kraftüberschuß zur Zugerzeugung in der Weise benutzt, daß man ihn aus einem Rohre, dem sogenannten Blaserohre, in den kurzen und engen Schornstein der Lokomotive ausströmen läßt, wobei er, durch die große Geschwindigkeit, mit der dies geschieht, die aus den Kesselzügen austretenden Rauchgase mit Heftigkeit mit sich fortreißt und zum Schornsteine hinaus schleudert. Hierdurch wird ein weit lebhafterer Zug hervorgebracht, als es bei feststehenden Anlagen durch den Schornstein möglich ist.

Die Ausnutzung des Dampfes bei den Lokomotiven ist indeß keine so günstige, wie man sie bei den festen Anlagen findet, bei welchen man die Expansivkraft des Dampfes so weit als möglich ausbeutet. Schon bei den Lokomobilen, wo man den Dampf ebenfalls besser ausnutzt als bei den Lokomotiven, ist der durch das Blaserohr hervorgebrachte Zug wesentlich geringer, weil bei jenen der Abdampf schon sehr matt zum Auspuff gelangt.

Schon lange hat man nun auf Mittel gesonnen, mit welchen man bei stehenden Anlagen einen schlechten Zug zu verbessern im Stande wäre und da man Maschinen besitzt, welche zur Luftbewegnung dienen (Gebläsemaschinen, Ventilatoren und Exhaustoren) so lag es nahe, dieselben zur Zugerzeugung bezw. zur Zugverstärkung anzuwenden; allein die hohe Temperatur der Rauchgase und ihre Verunreinigung durch Flugasche u. s. w. war einer zweckentsprechenden Verwendung solcher Maschinen sehr hinderlich, selbst abgesehen von den vielen Umständen, mit denen ihre Aufstellung und ihr Betrieb verknüpft ist.

Seitdem man aber in den Strahlapparaten ein Mittel gefunden hat, auch für feste Anlagen mittels direkten Dampfes dieselbe gute Wirkung hervorzubringen, wie mit dem Lokomotiven-Blaserohr, ohne die Uebelstände, welche Ventilatoren und Exhaustoren im Gefolge haben, mit im Kauf nehmen zu müssen, wird von diesem Mittel häufiger mit gutem Erfolge Gebrauch gemacht, und zwar hauptsächlich zur Zugverstärkung.

Wenn aus irgend einem Grunde der vorhandene Schornstein nicht leistet, was man von ihm verlangt, so ist oft ein Dampfstrahlapparat ganz am Platze, weil er ohne viele Umstände aufgestellt werden kann und auch verhältnißmäßig wenig Betriebsdampf beansprucht, da er ja nur die Aufgabe hat, einen mangelhaften oder nicht genügenden Zug zu verstärken. Derselbe braucht auch vielleicht nicht einmal immer, sondern nur dann in Thätigkeit zu

ſein, wenn der Betrieb ein angeſtrengter iſt. Gerade in ſolchem Falle die Dampferzeugung vollſtändig in ſeiner Gewalt zu haben, iſt ein Vortheil, der von beſonders hohem Werthe ſein kann.

Ein ſich hierzu eignendes Dampfſtrahlgebläſe beſteht aus einem mehrfachen Düſen-Syſteme, bei welchem ein dünner Dampfſtrahl zunächſt in eine enge Düſe eintritt; die von dieſem mitgeriſſene Luft bildet einen Strom von größerem Querſchnitt der nun in eine weitere Düſe mündet und wiederum Luft mitreißt. Der hierdurch wieder breiter gewordene Luftſtrom tritt in eine dritte noch größere Düſe neue Luft mitreißend ein. Indem ſich dieſer Vorgang mehrere Male mit immer weiter werdenden Düſen wiederholt, erfährt die Rauchgasſäule im Schornſteine einen ununterbrochenen Nachſchub und es wird eine Wirkung hervorgebracht, die dem beabſichtigten Zwecke ganz entſpricht und jede Störung des Zuges im Schornſteine, ſei es durch widrigen Wind, oder zu niedrige Temperatur der Schornſteingaſe, oder wegen zu dicker Brennſtoffſchicht auf dem Roſte, oder durch Anhäufung von Flugaſche in den Feuerzügen u. ſ. w. unmöglich macht. Dazu gehört, daß man durch eine Regulirſpindel am Dampfrohr den Zug ganz nach Bedarf verſtärken kann.

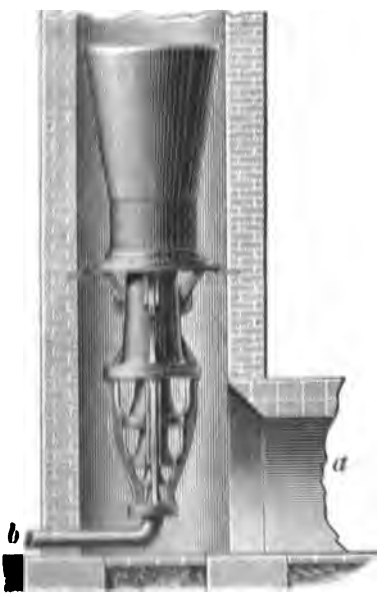


Fig. 30.

Figur 30 zeigt einen in einen Schornſtein eingebauten Dampfſtrahl-Apparat welche Anordnung für den angegebenen Zweck am beſten iſt. Der Apparat wirkt hier als Exhauſtor, indem er kalte Luft durch den Roſt einzieht und die Heizgaſe durch die Feuerzüge hindurch anſaugt, in die Schornſteinröhre drängt und oben hinausſchiebt. Hierdurch werden zu gleicher Zeit die Roſtſtäbe bedeutend abgekühlt, ſo daß ſie eine längere Dauer haben, als bei dem gewöhnlichen trägen Schornſteinzuge. Der Fuchs mündet bei a ein, b iſt das Dampfrohr.

Soll der Apparat als Gebläſe wirken, d. h. Luft in den Feuerungsraum drücken, ſo iſt ſeine Anordnung die umgekehrte. Die Mündung der weiteſten Düſe wird dann mit dem Raume unter dem Roſte dicht ſchließend in Verbindung geſetzt und der Apparat wirkt nun als Unterwindgebläſe, wie

solche bei Gasfeuerungen und Gasgeneratoren schon vielfach Anwendung finden.

Ein für diesen Zweck eingerichteter Dampfstrahlapparat ist in Figur 31 dargestellt, in welcher a das Dampfrohr und r das Handrädchen für die Regulirspindel bezeichnet.

Fig. 31.

Nutzwirkung der Feuerungsanlagen.*)

Unter dem Nutzeffekte einer Feuerungsanlage versteht man denjenigen Prozentantheil der erzeugten Wärme, welche auf den zu erwärmenden Körper übertragen wird.

Demnach ist der Nutzeffekt

$$\eta = \frac{100\ m}{p}$$

worin m die nutzbar gemachte Wärme in Kalorien und p den absoluten Wärmeeffekt des Brennmaterials bedeutet.

Der Nutzeffekt ist bei den einzelnen Feuerungsanlagen außerordentlich verschieden und wechselt von 30 bis 80 Prozent. Bei Dampfkesseln weiß man, daß derselbe in der Regel zwischen 50 und 70 Prozent schwankt, und nur ausnahmsweise höhere Effekte erzielt werden.

Wie schon im Vorhergehenden an verschiedenen Stellen bemerkt, werden die Wärmeverluste bei Feuerungsanlagen bedingt:

1. durch das Abziehen der Verbrennungsgase mit hoher Temperatur;
2. durch den Luftüberschuß, der zum lebhaften Fortbrennen des Feuers nothwendig ist.
3. durch unvollkommene Verbrennung, und zwar:
   a) Entweichen von brennbaren Gasen;
   b) Ausscheidung von Kohlenstoff als Flugruß;
   c) Kohlenabgang in den Aschenfall;
4. durch die Wärme, welche in den Verbrennungsrückständen (Asche und Schlacken) verbleibt;
5. durch Wärmeaufnahme, Leitung und Strahlung des Feuerherdes, der Feuerzüge und alle anderen Theile, welche die Anlage nach Außen begrenzen.

*) Nach Schwackhöfer, Lehrbuch des landw.-chemisch. Technologie. Wien 1883. S. 90 ff.

Zu 1. Die den Verbrennungsgaſen innenwohnende Wärme kann in keinem Falle vollſtändig ausgenützt werden; dieſe Gaſe müſſen mit einer Temperatur abziehen, welche bedeutend höher iſt, als jene der zuſtrömenden Luft, weil dadurch die Wirkung des Schornſteins bedingt wird. Bei Dampfkeſſelanlagen beſter Konſtruktion verlaſſen die Gaſe den Keſſel mit einer Temperatur von 180 bis 200° C.; bei Anlagen ſchlechter Art erreicht die Endtemperatur der Gaſe nicht ſelten eine Höhe von 300 bis 500° C.

Zu 2. Zum lebhaften Fortbrennen des Feuers iſt ein gewiſſer Luftüberſchuß nothwendig, welcher je nach Art der Feuerungsanlage und Beſchaffenheit des Brennmaterials verſchieden groß ſein muß. Bei Gasfeuerungen und ſogenannten Halbgasfeuerungen reicht ſchon die 1,5 bis 1,7fache Luftmenge von der theoretiſch berechneten zur vollſtändigen Verbrennung aus. Bei den gewöhnlichen Roſtfeuerungen, wo die Miſchung der aus dem Brennmaterial entwickelten Gaſe mit der atmoſphäriſchen Luft keine ſo innige iſt, muß die 2 bis 2,5fache Luftmenge zuſtrömen. Bei unzweckmäßig konſtruirten oder ſchlecht bedienten Feuerungsanlagen findet man aber nicht ſelten die 3 bis 4,5fache Luftmenge von der theoretiſch berechneten.

Da die Luft mit einer Temperatur von 20 bis 30° C. in den Feuerraum einſtrömt und bei Dampfkeſſelanlagen mittlerer Güte mit etwa 250 bis 300° C. in den Schornſtein abzieht, ſo iſt der dadurch bedingte Wärmeverluſt ein ſehr bedeutender. Bei der dreifachen Luftmenge (= zweifachem Luftüberſchuß) und bei Verwendung von Steinkohlen entſpricht dieſer Verluſt beiläufig 1000 bis 1400 Kalorien oder 15 bis 20 Prozent der verbrannten Kohle. Unter ungünſtigeren Bedingungen ſteigt dieſer Verluſt weſentlich höher.

Zu 3. Die brennbaren Gaſe, welche bei unvollkommener Verbrennung des Torfes und der Mineralkohlen entweichen, beſtehen vorzugsweiſe aus Kohlenoxid, und nur zum geringen Theil aus Kohlenwaſſerſtoffen und freiem Waſſerſtoff.

Da aber dieſe letztgenannten Gaſe einen ſehr hohen kaloriſchen Effekt geben, ſo bedingt ein Auftreten von nur wenigen Zehntelprozenten im Eſſengas ſchon einen beträchtlichen Verluſt. Gewöhnlich iſt die unvollkommene Verbrennung die Folge von ungenügender Luftzufuhr. Es kann aber auch vorkommen, daß trotz eines bedeutenden Luftüberſchuſſes brennbare Gaſe im Eſſengas zu finden ſind.

Die Urſache liegt dann nicht allein in der mangelhaften Konſtruktion der Anlage, ſondern hauptſächlich in der nachläſſigen Wartung des Feuers, namentlich in der ungleichförmigen Beſchickung des Roſtes.

Bei jeder unvollkommenen Verbrennung geht ferner auch noch Kohlenſtoff als ſolcher verloren, und zwar ſowohl in Form von Flugruß, welcher ſich

in den Feuerzügen festsetzt, und theils mit den Rauchgasen beim Schornstein hinaus getrieben wird, als auch in Form kleiner, größtentheils verkohkter Kohlenstücke, welche durch die Rostspalten in den Aschenraum fallen oder von den Schlacken eingeschlossen und dadurch an der Verbrennung verhindert werden.

Der Wärmeverlust durch Rußbildung wird gewöhnlich weit überschätzt. Wenn schwarzer Rauch aus dem Schornstein entweicht, so ist das zwar ein sicheres Zeichen der unvollkommenen Verbrennung — die Größe des Verlustes läßt sich aber durchaus nicht einmal annähernd beurtheilen, da der Hauptverlust niemals in dem Kohlenstoff liegt, der als Ruß oder Rauch abgeht, sondern zumeist in den brennbaren Gasen, welche mit dem Rauch entweichen.

Die Größe der zweitgenannten Verlustquelle „das Unverbranntbleiben von Kohlen- oder Kohksstückchen", ist vorzugsweise von der Art der Kohle, und erst in zweiter Linie von der Beschaffenheit des Rostes abhängig. Unter günstigen Verhältnissen beträgt dieser Verlust nur wenige Prozente, während er im anderen Falle — wenn Kohlen in Verwendung kommen, welche im Feuer zerbröckeln oder deren Asche schmelzbar ist und Schlacken bildet — eine ganz beträchtliche Höhe erreichen kann.

Zu 4. Der Verlust, daß die Asche und Schlacken im glühenden Zustande in den Aschenfall gelangen, und auch Kohlenstücke dort noch weiter fortglimmen, kommt weniger in Betracht, weil die im Aschenraum vorhandene Wärme wenigstens theilweise zur Erwärmung der in den Feuerraum einströmenden Luft verwendet wird.

Zu 5. Der Verlust durch die Wärmeaufnahme der Wände und aller übrigen Theile der Anlage kommt nur bei periodischem Betriebe (z. B. bei Dampfkesseln, welche nur tagesüber oder nicht einmal jeden Tag geheizt werden) in Betracht. Bei stetigem Betriebe (wie z. B. in Zuckerfabriken oder größeren Spiritusbrennereien) ist dieser Verlust kaum nennenswerth.

Viel bedeutender ist der durch Leitung und Strahlung bedingte Verlust. Die Größe desselben hängt lediglich von der Konstruktion der Anlage ab, und kann durch entsprechende Isolirung (doppeltes Mauerwerk mit dazwischen befindlicher stockender Luftschichte oder Ausfüllung des Zwischenraumes mit Asche, Schlacken oder sonstigen schlechten Wärmeleitern) auf ein Minimum reduzirt werden.

Versuchsanstellung. In der Regel ist man genöthigt, den Versuch während des gewöhnlichen Betriebes vorzunehmen, wobei folgende Umstände zu berücksichtigen sind.

Beim Beginn des Versuches muß der Dampfkessel bis zur normalen Höhe mit Wasser gefüllt sein und jene Dampfspannung herrschen, bei welcher der Versuch durchgeführt werden soll. Der Aschenfall muß vollständig ausgeräumt und das im Roste befindliche Brennmaterial bereits so weit abgebrannt sein, daß zur Erhaltung der Dampfspannung ein neuerliches Aufwerfen nothwendig ist.

Von nun ab wird das der Feuerung zugeführte Brennmaterial gewogen, das Volumen und die Temperatur des Speisewassers gemessen.

Die Menge des Speisewassers wird am besten mit Hilfe eines Wassermeßapparates ermittelt, dessen Fehlerconstante bekannt ist. Da jedoch solche Meßapparate in den wenigsten Fabriken zu finden sind und die etwa vorhandenen wegen mangelhafter Construction ihren Zweck sehr häufig nicht erfüllen, so begnügt man sich mit der Bestimmung des Wasservolumens im Speisebehälter, oder man berechnet das Volumen des verbrauchten Wassers aus dem Hubvolumen und der Umdrehungszahl der Speisepumpe. Letzteres ist jedoch nur dann zulässig, wenn die Temperatur des Speisewassers unverändert ist, die Dimensionen der Pumpe genau bekannt sind, und man sich von der richtigen Arbeit derselben überzeugt hat.

Am Schlusse des Versuches muß der Wasserstand im Kessel derselbe sein, wie beim Beginn und ebenso die Kohlenschüttung auf dem Roste. Der Aschenfall wird wieder ausgeräumt und das Gewicht der Rückstände ermittelt. Von der angewandten Kohle, sowie von den Rückständen ist eine möglichst gute Durchschnittsprobe für die chemische Untersuchung zu entnehmen. Von der Kohle ist die Elementaranalise auszuführen und der absolute Wärmeeffekt auf kalorimetrischem Wege zu bestimmen, während in den Rückständen nur der verbrennliche Antheil zu ermitteln ist, welcher der Einfachheit wegen als Kohlenstoff in Rechnung genommen wird.

Während der ganzen Versuchsdauer muß ferner in gewissen Zwischenräumen die Temperatur und Zusammensetzung der abziehenden Verbrennungsgase, sowie die Temperatur und der Feuchtigkeitsgehalt der zur Feuerung strömenden atmosphärischen Luft bestimmt werden. Wünschenswerth ist es auch, die Menge des Flugrußes kennen zu lernen. Endlich ist behufs Ermittlung des mit dem Dampfe übergerissenen Wassers eine Destillationsprobe vorzunehmen.

Zur Erläuterung der Berechnung der Resultate und Schlußfolgerungen, welche daraus gezogen werden können, sind hier drei Beispiele gewählt, von denen das erste den Tipus einer gut konstruirten und rationell betriebenen Dampfkesselanlage darstellt, das zweite einer mangelhaft eingerichteten und nachlässig gewarteten Anlage entspricht; das dritte endlich ein Bild von dem angestrengten Betriebe einer Kesselbatterie mit Ekonomiser giebt.

I. Beispiel.

Vorbemerkungen. Die Anlage besteht aus einem Tenbrink- und einem Flammrohrkessel. Am Versuchstage war nur ersterer im Betrieb. Der Rauchkanal des letzteren war durch die Essenklappe abgeschlossen.

Der Tenbrinkkessel besitzt zwei Feuerherde, drei Ober- und sechs Unterkessel. Die Gesammtrostfläche beträgt 2 Quadratmeter und die Gesammtheizfläche 85 Quadratmeter. Das Verhältniß dieser beiden ist daher 1 : 42,5.

Die Querschnittsöffnung bei der Rauchklappe betrug 0,18 Quadratmeter.

Der Heizversuch dauerte bei ununterbrochenem Fabriksbetriebe von 7 Uhr Früh bis 7 Uhr Abends. In diesen 12 Beobachtungsstunden wurden 1812 kg. Kohle verbrannt und damit 16752 Liter Wasser verdampft.

Zur Heizung wurde Ostrauer Kleinkohle verwendet Die zugeführte Kohle wurde in tarirten Kübeln gewogen und aus jedem derselben eine kleine Menge Kohle für die Untersuchung entnommen. Das Gewicht der gefüllten Kübel wurde jedesmal auf 50 kg. netto eingestellt. Die Zählung und Aufschreibung der Kübel erfolgte doppelt, das erstemal bei der Wage und das zweitemal bei dem Kessel. Zur Beschickung des Rostes sind Kippgefäße angebracht, welche sich in Zapfenlagern drehen und in der Ruhelage die zu den Rosten führenden Füllöffnungen abschließen.

Da ein Abräumen des Rostes nicht thunlich war, so wurde 10 Minuten vor Beginn des Versuches zum letztenmale ungewogene Kohle aufgeworfen. Um 7 Uhr erfolgte die erste Schüttung mit gewogener Kohle. Von nun an wurde in regelmäßigen Perioden von 10 zu 10 Minuten Kohle aufgegeben. Die letzte Schüttung erfolgte 10 Minuten vor Schluß des Versuches. Der Aschenfall war bei Beginn des Versuches vollständig geräumt. Am Schlusse wurde der Verbrennungsrückstand gesammelt, gewogen, und davon für die Analise eine Durchschnittsprobe entnommen.

Zur Kesselspeisung diente Brunnenwasser, welches mit Aetzkalk und Soda behandelt war, und in einem Röhrenvorwärmer mit Abdampf aus der Betriebsmaschine auf 58° C. angewärmt wurde. Die Messung des Wassers geschah im Speisewasserbehälter, und zur Kontrole wurde auch die Umdrehungszahl der Speisepumpe ermittelt. Der Wasserstand war am Schluß des Versuches derselbe wie bei Beginn. Die Dampfspannung wechselte zwischen 4 und 5 Atmosphären Ueberdruck. Zur Trocknung des abströmenden Dampfes ist ein Dampfsammler vorhanden.

Der Kessel war seit der letzten Reinigung und Revision 15 Tage im Betrieb. An dem Versuchstage wurde derselbe um 6 Uhr Früh angeheizt, und um 6 Uhr 50 Minuten war bereits die normale Dampfspannung erreicht. Während des Versuches wurden 6 Rauchgasproben zur Analise ent-

nommen. Eine jede Probe wurde durch einstündiges Absaugen gewonnen. Das Gasansaugerohr war im Rauchkanal 2 Meter vom Kessel eingesetzt und gedichtet. Die Essenklappe befand sich noch weitere 2 Meter (gegen den Kamin zu) entfernt.

Die Temperatur der Rauchgase wurde mit einem Wasserstoff-Quecksilberthermometer gemessen, welches neben dem Saugrohr im Rauchkanal eingesetzt und gedichtet war. Vor dem Festsetzen des Thermometers wurde jene Stelle am Querschnitt des Rauchkanals aufgesucht, wo die höchste Temperatur (folglich auch die stärkste Gasströmung) herrschte. Die Mündung des Saugrohres befand sich auf gleicher Höhe mit dem Quecksilbergefäß des Thermometers. Die Temperatur der Rauchgase wurde von 15 zu 15 Minuten abgelesen.

Da die Verbrennung nahezu rauchlos vor sich ging, und nur unmittelbar nach jeder Kohlenschüttung eine sehr schwache etwa zwei Minuten andauernde Rauchwolke am Schornstein bemerkbar war, so wurde von der Bestimmung des Flugrusses Abstand genommen. Zur Ermittlung des mit dem Dampfe übergerissenen Wassers wurden drei Destillationsproben ausgeführt. Bei jeder Probe, welche 50 bis 60 Minuten dauerte, wurden 10 bis 15 Liter Destillat aufgesammelt, gemischt, und davon 800 bis 1000 Kubikzentimeter zur Bestimmung des Trockenrückstandes, und für den gleichen Zweck ungefähr ebenso viel Wasser aus dem Kessel entnommen.

(Die Ergebnisse der Bestimmungen enthält die Tafel S. 134 und 135.)

1) Berechnung des Wärmeverlustes durch das abziehende Essengas.

a) Umrechnung der durch die Gasanalise gefundenen Volumina der einzelnen Gase auf Gewichtstheile:

	Litergewicht in Grammen	×	Volumentheile	=	Gewichtstheile
Kohlensäure . . .	1,9666	×	12,2	=	23,992
Atmosphärische Luft	1,2936	×	38,6	=	49,933
Stickstoff	1,2566	×	49,2	=	61,825

b) Berechnung des Gewichtes der einzelnen Gasgemengtheile auf 1 Kilogramm der verbrannten Kohle.

In 1 Kilogramm Kohle sind 0,6977 Kilogramm Kohlenstoff enthalten; davon gehen in den Aschenfall 0,0137 Kilogramm, und sind somit verbrannt 0,684 Kilogramm.

3 Kilogramm Kohlenstoff geben bei vollständiger Verbrennung 11 Kilogramm Kohlensäure, daher

$$\frac{0{,}684 \times 11}{3} = 2{,}508 \text{ Kilogramm Kohlensäure}$$

Auf 23,993 Kohlensäure kommen 49,933 Luft, daher

$$\frac{49{,}933 \times 2{,}508}{23{,}993} = 5{,}219 \text{ Kilogramm Luft.}$$

Auf 23,993 Kohlensäure kommen 61,825 Stickstoff, daher

$$\frac{61{,}825 \times 2{,}508}{23{,}997} = 6{,}463 \text{ Kilogramm Stickstoff.}$$

Der Wassergehalt des Essengases setzt sich zusamen:

1) aus dem Wasser, welches als solches in der Kohle enthalten war — 0,167);

2) aus dem Wasser, welches durch Verbrennung des disponiblen Wasserstoffes entsteht (0,0272 × 9 0,2448);

3) aus dem Wassergehalt der zur Feuerung strömenden atmosphärischen Luft. 77 Gewichtstheile Stickstoff entsprechen 100 Gewichtstheilen Luft,

daher $\frac{6{,}463 \times 100}{77}$ =

8,394 Luft zur Verbrennung verbraucht,
5,219 „ im Ueberschuß giebt
13,613 Kilogramm Luft in Summa.

Die zuströmende Luft enthielt 0,8 Gewichtsprozente Wasserdampf) 99,2 : 0,8 13,613 : x; x = 0,110.

Auf 1 Kilogramm der verbrannten Kohle entfallen somit Kilogramm Wasser:

0,4118 aus der Kohle
0,1100 aus der Luft } Summa = 0,5218 Kilogramm Wasser.

Elementarzusammensetzung der Kohle	Volumprozentische Zusammensetzung des trockenen Effengases		Temperatur des Effengases	Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt der zur Feuerung strömenden Luft
	Grenzwerthe aus 6 Durchschnitts-Analisen	Mittel während der ganzen Versuchsdauer		
Kohlenstoff 69,77	Kohlensäure Min. 8,4 Max. 13,8	Kohlenoxid . 0,0	Min. 180	Temperatur
Wasserstoff 2,72		Kohlensäure . 12,2	Max. 230	Min. 20,2
Stickstoff 0,46		atm. Luft 38,6		Max. 28,5
Wasser chem. gebd. 13,45 / Wasser higroskop. 3,25 = 16,70	atm. Luft Min. 29,5 Max. 57,1	Stickstoff 49,2	Im Mittel aus 48 Ablesungen während der ganzen Versuchsdauer 200	Mittel aus 12 Ablesungen während der ganzen Versuchsdauer 25,0°
Asche 10,35				
Absoluter Wärmeeffekt (kalorimetrisch ermittelt) = 6600 Kalorien	Die Verbrennung erfolgte mit einem Luftüberschuß:			Feuchtigkeitsgehalt der atmosphär. Luft in Gewichtsprozenten 0,8
Theoretischer Verdampfungswerth $\frac{6600}{637} = 10,4$	im Minimum . . 1 : 1,32 „ Maximum . . 1 : 2,16 „ Mittel . . . 1 : 1,49			
Theoretisch erforderliches Luftquantum zur vollständigen Verbrennung von 1 Kilogramm Kohle = 9,17 Kilogramm.				

der Verſuchsergebniſſe.

Verdampfungs-Verſuch	Temperatur des Speiſewaſſers	Mittlere Spannung und Temperatur des Dampfes	Mit dem Dampfe überge-riſſenes Waſſer in Gewichts-prozenten	Gewicht und Zuſammenſetzung der Rückſtände
In den 12 Beobachtungs-ſtunden wurden 1812 Kilogramm Kohle verbrannt und damit 16752 Liter[1]) entſprechend 16,484 Kilogramm Waſſer verdampft, oder 1 Kilogramm Kohle $\frac{16,484}{1812} = 9,097$ Kilogramm Waſſer Verbrauchte Kohle per Stunde und Quadratmeter Roſtfläche 75,5 Kilogramm Verdampftes Waſſer für Stunde und Quadratmeter Heizfläche 16,2 Kilogramm	Min. 54,4 Max. 62,1 Mittel aus zwölf Ableſungen während der ganzen Verſuchs-dauer 58,0°	Atmoſphären-Ueberdruck[2]) 4,6 entſprechend 155°	Min. 0,9 Max. 1,6 Mittel aus drei Deſtillations-proben 1,3	In den zwölf Beobachtungs-ſtunden wurden 204,76 Kilogramm Rückſtände geſammelt, das giebt für 1 Kilogr. der verbrannten Kohle 0,113 Kilogramm, welche nach der Analiſe aus 0,0137 Kilogr. Kohlenſtoff und 0,0993 Kilogramm Aſche beſtehen.

[1]) 1 Liter Waſſer von 58° Celſius = 0,984 Kilogramm.
[2]) Kilogramm auf das Quadratzentimeter.

c) Berechnung der Wärmekapazität des Essengases:

	Kilogramm	× spezifische Wärme	= Wärmekapazität
Kohlensäure	2,509	× 0,2160	= 0,542
Atmosphärische Luft . .	5,210	× 0,2375	= 1,239
Stickstoff	6,463	× 0,2438	= 1,576
Wasserdampf	0,522	× 0,4805	= 0,251
			3,608

d) Berechnung der Wärmekapazität der zugeströmten Luft:

	Kilogramm	× sp. Wärme	= Wärmekap.
Atmosphärische Luft .	13,613	× 0,2375	= 3,233
Wasserdampf . . .	0,110	× 0,4805	= 0,053
		Summe .	3,286

e) Berechnung des Wärmeverlustes durch das Essengas in Kalorien:

	Wärmekap.	× Temp. in ° Celsius	= Kalorien
Im Essengas	3,608	× 200	= 721,6
Durch die atm. Luft zugeführt	3,286	× 25	= 82,2
		Demnach Verlust	639,4

2) Berechnung des Wärmeverlustes durch den Kohlenabgang in den Aschenfall.

Der Verbrennungsrückstand für 1 Kilogramm Kohle besteht aus:

0,0137 Kilogramm Kohlenstoff
0,0993 „ Asche.

Kilogramm Kohlenstoff	× kal. Werth	= Kalorien
0,0137	× 8080	= 110,7.

3) Berechnung des Wärmeverlustes durch das mit dem Dampfe übergerissene tropfbar flüssige Wasser.

Per 1 Kilogramm Kohle wurden:

8,9787 Kilogramm Wasser wirklich verdampft, und
(1,3 Prozent) d. h. 0,1183 „ „ im tropfb. flüss. Zustande
Summa . 9,0970 übergerissen.

Kilogramm Wasser	× (Temp. des Wassers im Kessel	− Speisewasser-Temp.)	= Kalorien
0,1183	× (155	− 58)	11,5.

4) Berechnung des Wärmeverlustes durch Leitung und Strahlung der Anlage.

Die Gesammtwärme (W_t), welche zur Dampfbildung beansprucht wurde, ergiebt sich aus der Regnault'schen Formel[1])

[1]) C 606,5 + 0,305 T − (t + 0,00002 t^2 + 0,0000003 t^3 + ...)

$W_t = 606{,}5 + 0{,}305\ t$ mit

$8{,}9787 \times [606{,}5 + 0{,}305 \times 155 - 58] = 5349{,}5$ Kalorien.

Alle Verluste zusammen betragen daher

(kal. Effekt der Kohle — nutzbar gemachte Wärme = Verlust)

$6600 - 5349{,}5 = 1250{,}5$ Kalorien.

Daraus ergiebt sich der Verlust durch Leitung und Strahlung mit

$$1250{,}5 - \overbrace{(639{,}4 + 110{,}7 + 11{,}5)}^{\text{Einzelverluste}} = 488{,}9 \text{ Kalorien.}$$

Schlüsse.

Von 100 Kilogramm der verbrannten Kohle werden demnach:

$\frac{5349{,}5 \times 100}{6600} = 81{,}05$ Kilogramm nutzbar gemacht, und

$18{,}95$ „ gehen verloren.

Dieser Verlust vertheilt sich wie folgt:

1) durch das Entweichen der heißen Essengase $\frac{639{,}4 \times 100}{6600} = 9{,}69$ Proz.

2) Durch unvollständige Verbrennung, und zwar:

a) Entweichen von brennbaren Gasen und Flugruß 0,00 „

b) Kohlenabgang in den Aschenfall $\frac{110{,}7 \times 100}{6600} = 1{,}68$ „

3) Durch übergerissenes Wasser . . . $\frac{11{,}5 \times 100}{6600} = 0{,}17$ „

4) Durch Leitung und Strahlung der Anlage $\frac{488{,}9 \times 100}{6600} = 7{,}41$ „

Summa . 18,95 Proz.

II. Beispiel.

Die Anlage besteht aus Siederohrkesseln. Zur Zeit der Versuchsanstellung war nur einer derselben im Betriebe. Der Versuchskessel besitzt eine Gesammtrostfläche von 2,5 Quadratmeter und eine Heizfläche von 90 Quadratmeter. Zur Feuerung wurde Braunkohle verwendet.

Im Uebrigen wurde so vorgegangen, wie bei dem Versuch Nr. 1.

(Tabelle Seite 140 und 141.)

Zu 1. Die den Verbrennungsgasen innenwohnende Wärme kann in keinem Falle vollständig ausgenützt werden; diese Gase müssen mit einer Temperatur abziehen, welche bedeutend höher ist, als jene der zuströmenden Luft, weil dadurch die Wirkung des Schornsteins bedingt wird. Bei Dampfkesselanlagen bester Konstruktion verlassen die Gase den Kessel mit einer Temperatur von 180 bis 200° C.; bei Anlagen schlechter Art erreicht die Endtemperatur der Gase nicht selten eine Höhe von 300 bis 500° C.

Zu 2. Zum lebhaften Fortbrennen des Feuers ist ein gewisser Luftüberschuß nothwendig, welcher je nach Art der Feuerungsanlage und Beschaffenheit des Brennmaterials verschieden groß sein muß. Bei Gasfeuerungen und sogenannten Halbgasfeuerungen reicht schon die 1,5 bis 1,7fache Luftmenge von der theoretisch berechneten zur vollständigen Verbrennung aus. Bei den gewöhnlichen Rostfeuerungen, wo die Mischung der aus dem Brennmaterial entwickelten Gase mit der atmosphärischen Luft keine so innige ist, muß die 2 bis 2,5fache Luftmenge zuströmen. Bei unzweckmäßig konstruirten oder schlecht bedienten Feuerungsanlagen findet man aber nicht selten die 3 bis 4,5fache Luftmenge von der theoretisch berechneten.

Da die Luft mit einer Temperatur von 20 bis 30° C. in den Feuerraum einströmt und bei Dampfkesselanlagen mittlerer Güte mit etwa 250 bis 300° C. in den Schornstein abzieht, so ist der dadurch bedingte Wärmeverlust ein sehr bedeutender. Bei der dreifachen Luftmenge (= zweifachem Luftüberschuß) und bei Verwendung von Steinkohlen entspricht dieser Verlust beiläufig 1000 bis 1400 Kalorien oder 15 bis 20 Prozent der verbrannten Kohle. Unter ungünstigeren Bedingungen steigt dieser Verlust wesentlich höher.

Zu 3. Die brennbaren Gase, welche bei unvollkommener Verbrennung des Torfes und der Mineralkohlen entweichen, bestehen vorzugsweise aus Kohlenoxid, und nur zum geringen Theil aus Kohlenwasserstoffen und freiem Wasserstoff.

Da aber diese letztgenannten Gase einen sehr hohen kalorischen Effekt geben, so bedingt ein Auftreten von nur wenigen Zehntelprozenten im Essengas schon einen beträchtlichen Verlust. Gewöhnlich ist die unvollkommene Verbrennung die Folge von ungenügender Luftzufuhr. Es kann aber auch vorkommen, daß trotz eines bedeutenden Luftüberschusses brennbare Gase im Essengas zu finden sind.

Die Ursache liegt dann nicht allein in der mangelhaften Konstruktion der Anlage, sondern hauptsächlich in der nachlässigen Wartung des Feuers, namentlich in der ungleichförmigen Beschickung des Rostes.

Bei jeder unvollkommenen Verbrennung geht ferner auch noch Kohlenstoff als solcher verloren, und zwar sowohl in Form von Flugruß, welcher sich

in den Feuerzügen festsetzt, und theils mit den Rauchgasen beim Schornstein hinaus getrieben wird, als auch in Form kleiner, größtentheils verkohkter Kohlenstücke, welche durch die Rostspalten in den Aschenraum fallen oder von den Schlacken eingeschlossen und dadurch an der Verbrennung verhindert werden.

Der Wärmeverlust durch Rußbildung wird gewöhnlich weit überschätzt. Wenn schwarzer Rauch aus dem Schornstein entweicht, so ist das zwar ein sicheres Zeichen der unvollkommenen Verbrennung — die Größe des Verlustes läßt sich aber durchaus nicht einmal annähernd beurtheilen, da der Hauptverlust niemals in dem Kohlenstoff liegt, der als Ruß oder Rauch abgeht, sondern zumeist in den brennbaren Gasen, welche mit dem Rauch entweichen.

Die Größe der zweitgenannten Verlustquelle „das Unverbranntbleiben von Kohlen- oder Kohksstückchen", ist vorzugsweise von der Art der Kohle, und erst in zweiter Linie von der Beschaffenheit des Rostes abhängig. Unter günstigen Verhältnissen beträgt dieser Verlust nur wenige Prozente, während er im anderen Falle — wenn Kohlen in Verwendung kommen, welche im Feuer zerbröckeln oder deren Asche schmelzbar ist und Schlacken bildet — eine ganz beträchtliche Höhe erreichen kann.

Zu 4. Der Verlust, daß die Asche und Schlacken im glühenden Zustande in den Aschenfall gelangen, und auch Kohlenstücke dort noch weiter fortglimmen, kommt weniger in Betracht, weil die im Aschenraum vorhandene Wärme wenigstens theilweise zur Erwärmung der in den Feuerraum einströmenden Luft verwendet wird.

Zu 5. Der Verlust durch die Wärmeaufnahme der Wände und aller übrigen Theile der Anlage kommt nur bei periodischem Betriebe (z. B. bei Dampfkesseln, welche nur tagesüber oder nicht einmal jeden Tag geheizt werden) in Betracht. Bei stetigem Betriebe (wie z. B. in Zuckerfabriken oder größeren Spiritusbrennereien) ist dieser Verlust kaum nennenswerth.

Viel bedeutender ist der durch Leitung und Strahlung bedingte Verlust. Die Größe desselben hängt lediglich von der Konstruktion der Anlage ab, und kann durch entsprechende Isolirung (doppeltes Mauerwerk mit dazwischen befindlicher stockender Luftschichte oder Ausfüllung des Zwischenraumes mit Asche, Schlacken oder sonstigen schlechten Wärmeleitern) auf ein Minimum reduzirt werden.

Versuchsanstellung. In der Regel ist man genöthigt, den Versuch während des gewöhnlichen Betriebes vorzunehmen, wobei folgende Umstände zu berücksichtigen sind.

Beim Beginn des Verſuches muß der Dampfkeſſel bis zur normalen Höhe mit Waſſer gefüllt ſein und jene Dampfſpannung herrſchen, bei welcher der Verſuch durchgeführt werden ſoll. Der Aſchenfall muß vollſtändig ausgeräumt und das am Roſte befindliche Brennmaterial bereits ſo weit abgebrannt ſein, daß zur Erhaltung der Dampfſpannung ein neuerliches Aufwerfen nothwendig iſt.

Von nun ab wird das der Feuerung zugeführte Brennmaterial gewogen, das Volumen und die Temperatur des Speiſewaſſers gemeſſen.

Die Menge des Speiſewaſſers wird am beſten mit Hilfe eines Waſſermeßapparates ermittelt, deſſen Fehlerkonſtante bekannt iſt. Da jedoch ſolche Meßapparate in den wenigſten Fabriken zu finden ſind und die etwa vorhandenen wegen mangelhafter Konſtruktion ihren Zweck ſehr häufig nicht erfüllen, ſo begnügt man ſich mit der Beſtimmung des Waſſervolumens im Speiſebehälter, oder man berechnet das Volumen des verbrauchten Waſſers aus dem Hubvolumen und der Umdrehungszahl der Speiſepumpe. Letzteres iſt jedoch nur dann zuläſſig, wenn die Temperatur des Speiſewaſſers unverändert iſt, die Dimenſionen der Pumpe genau bekannt ſind, und man ſich von der richtigen Arbeit derſelben überzeugt hat.

Am Schluſſe des Verſuches muß der Waſſerſtand im Keſſel derſelbe ſein, wie beim Beginn und ebenſo die Kohlenſchüttung auf dem Roſte. Der Aſchenfall wird wieder ausgeräumt und das Gewicht der Rückſtände ermittelt. Von der angewandten Kohle, ſowie von den Rückſtänden iſt eine möglichſt gute Durchſchnittsprobe für die chemiſche Unterſuchung zu entnehmen. Von der Kohle iſt die Elementaranaliſe auszuführen und der abſolute Wärmeeffekt auf kalorimetriſchem Wege zu beſtimmen, während in den Rückſtänden nur der verbrennliche Antheil zu ermitteln iſt, welcher der Einfachheit wegen als Kohlenſtoff in Rechnung genommen wird.

Während der ganzen Verſuchsdauer muß ferner in gewiſſen Zwiſchenräumen die Temperatur und Zuſammenſetzung der abziehenden Verbrennungsgaſe, ſowie die Temperatur und der Feuchtigkeitsgehalt der zur Feuerung ſtrömenden atmoſphäriſchen Luft beſtimmt werden. Wünſchenswerth iſt es auch, die Menge des Flugrußes kennen zu lernen. Endlich iſt behufs Ermittlung des mit dem Dampfe übergeriſſenen Waſſers eine Deſtillationsprobe vorzunehmen.

Zur Erläuterung der Berechnung der Reſultate und Schlußfolgerungen, welche daraus gezogen werden können, ſind hier drei Beiſpiele gewählt, von denen das erſte den Tipus einer gut konſtruirten und rationell betriebenen Dampfkeſſelanlage darſtellt, das zweite einer mangelhaft eingerichteten und nachläſſig gewarteten Anlage entſpricht; das dritte endlich ein Bild von dem angeſtrengten Betriebe einer Keſſelbatterie mit Ekonomiſer giebt.

I. Beispiel.

Vorbemerkungen. Die Anlage besteht aus einem Tenbrink- und einem Flammrohrkessel. Am Versuchstage war nur ersterer im Betrieb. Der Rauchkanal des letzteren war durch die Essenklappe abgeschlossen.

Der Tenbrinkkessel besitzt zwei Feuerherde, drei Ober- und sechs Unterkessel. Die Gesammtrostfläche beträgt 2 Quadratmeter und die Gesammtheizfläche 85 Quadratmeter. Das Verhältniß dieser beiden ist daher 1 : 42,5.

Die Querschnittsöffnung bei der Rauchklappe betrug 0,18 Quadratmeter.

Der Heizversuch dauerte bei ununterbrochenem Fabriksbetriebe von 7 Uhr Früh bis 7 Uhr Abends. In diesen 12 Beobachtungsstunden wurden 1812 kg. Kohle verbrannt und damit 16752 Liter Wasser verdampft.

Zur Heizung wurde Ostrauer Kleinkohle verwendet Die zugeführte Kohle wurde in tarirten Kübeln gewogen und aus jedem derselben eine kleine Menge Kohle für die Untersuchung entnommen. Das Gewicht der gefüllten Kübel wurde jedesmal auf 50 kg. netto eingestellt. Die Zählung und Aufschreibung der Kübel erfolgte doppelt, das erstemal bei der Wage und das zweitemal bei dem Kessel. Zur Beschickung des Rostes sind Kippgefäße angebracht, welche sich in Zapfenlagern drehen und in der Ruhelage die zu den Rosten führenden Füllöffnungen abschließen.

Da ein Abräumen des Rostes nicht thunlich war, so wurde 10 Minuten vor Beginn des Versuches zum letztenmale ungewogene Kohle aufgeworfen. Um 7 Uhr erfolgte die erste Schüttung mit gewogener Kohle. Von nun an wurde in regelmäßigen Perioden von 10 zu 10 Minuten Kohle aufgegeben. Die letzte Schüttung erfolgte 10 Minuten vor Schluß des Versuches. Der Aschenfall war bei Beginn des Versuches vollständig geräumt. Am Schlusse wurde der Verbrennungsrückstand gesammelt, gewogen, und davon für die Analise eine Durchschnittsprobe entnommen.

Zur Kesselspeisung diente Brunnenwasser, welches mit Aetzkalk und Soda behandelt war, und in einem Röhrenvorwärmer mit Abdampf aus der Betriebsmaschine auf 58^0 C. angewärmt wurde. Die Messung des Wassers geschah im Speisewasserbehälter, und zur Kontrole wurde auch die Umdrehungszahl der Speisepumpe ermittelt. Der Wasserstand war am Schluß des Versuches derselbe wie bei Beginn. Die Dampfspannung wechselte zwischen 4 und 5 Atmosphären Ueberdruck. Zur Trocknung des abströmenden Dampfes ist ein Dampfsammler vorhanden.

Der Kessel war seit der letzten Reinigung und Revision 15 Tage im Betrieb. An dem Versuchstage wurde derselbe um 6 Uhr Früh angeheizt, und um 6 Uhr 50 Minuten war bereits die normale Dampfspannung erreicht. Während des Versuches wurden 6 Rauchgasproben zur Analise ent-

nommen. Eine jede Probe wurde durch einstündiges Absaugen gewonnen. Das Gasansaugerohr war im Rauchkanal 2 Meter vom Kessel eingesetzt und gedichtet. Die Essenklappe befand sich noch weitere 2 Meter (gegen den Kamin zu) entfernt.

Die Temperatur der Rauchgase wurde mit einem Wasserstoff-Quecksilberthermometer gemessen, welches neben dem Saugrohr im Rauchkanal eingesetzt und gedichtet war. Vor dem Festsetzen des Thermometers wurde jene Stelle am Querschnitt des Rauchkanals aufgesucht, wo die höchste Temperatur (folglich auch die stärkste Gasströmung) herrschte. Die Mündung des Saugrohres befand sich auf gleicher Höhe mit dem Quecksilbergefäß des Thermometers. Die Temperatur der Rauchgase wurde von 15 zu 15 Minuten abgelesen.

Da die Verbrennung nahezu rauchlos vor sich ging, und nur unmittelbar nach jeder Kohlenschüttung eine sehr schwache etwa zwei Minuten andauernde Rauchwolke am Schornstein bemerkbar war, so wurde von der Bestimmung des Flugrusses Abstand genommen. Zur Ermittlung des mit dem Dampfe übergerissenen Wassers wurden drei Destillationsproben ausgeführt. Bei jeder Probe, welche 50 bis 60 Minuten dauerte, wurden 10 bis 15 Liter Destillat aufgesammelt, gemischt, und davon 800 bis 1000 Kubikzentimeter zur Bestimmung des Trockenrückstandes, und für den gleichen Zweck ungefähr ebenso viel Wasser aus dem Kessel entnommen.

(Die Ergebnisse der Bestimmungen enthält die Tafel S. 134 und 135.)

1) Berechnung des Wärmeverlustes durch das abziehende Essengas.

a) Umrechnung der durch die Gasanalise gefundenen Volumina der einzelnen Gase auf Gewichtstheile:

	Litergewicht in Grammen	×	Volumentheile	=	Gewichtstheile
Kohlensäure . . .	1,9666	×	12,2	=	23,992
Atmosphärische Luft	1,2936	×	38,6	=	49,933
Stickstoff	1,2566	×	49,2	=	61,825

b) Berechnung des Gewichtes der einzelnen Gasgemengtheile auf 1 Kilogramm der verbrannten Kohle.

In 1 Kilogramm Kohle sind 0,6977 Kilogramm Kohlenstoff enthalten; davon gehen in den Aschenfall 0,0137 Kilogramm, und sind somit verbrannt 0,684 Kilogramm.

3 Kilogramm Kohlenstoff geben bei vollständiger Verbrennung 11 Kilogramm Kohlensäure, daher

$$\frac{0{,}684 \times 11}{3} = 2{,}508 \text{ Kilogramm Kohlensäure}$$

der Verſuchsergebniſſe.

Verdampfungs-Verſuch	Temperatur des Speiſewaſſers	Mittlere Spannung und Temperatur des Dampfes	Mit dem Dampfe über geriſſenes Waſſer in Gewichts-prozenten	Gewicht und Zuſammenſetzung der Rückſtände
In den 12 Beobachtungs-ſtunden wurden 2400 Kilogramm Kohle verbrannt und damit 8457 Liter[1]), entſprechend 8376 Kilogramm, Waſſer verdampft Verbrauchte Kohle für Stunde und Quadratmeter Roſtfläche 80 Kilogramm Verdampftes Waſſer für Stunde und Quadratmeter Heizfläche 7,76 Kilogramm	Min. 28 Max. 62 Mittel aus 24 Ableſungen während der ganzen Verſuchs-dauer 45°	Atmoſphären-Ueberdruck[2]) 3,0 entſprechend 143°	Min. 2,5 Max. 4,1 Mittel aus drei Deſtillations-proben 3,2	In den zwölf Beobachtungs-ſtunden wurden 134,4 Kilogramm Rückſtände geſammelt, das giebt auf 1 Kilogr. der verbrannten Kohle 0,056 Kilogramm, welche nach der Analiſe aus 0,015 Kilogr. Kohlenſtoff und 0,041 Kilogramm Aſche beſtehen.

[1]) 1 Liter Waſſer von 45° = 0,9904 Kilogramm.
[2]) Kilogramm auf 1 Quadratzentimeter.

Elementarzuſammenſetzung der Kohle	Volumprozentiſche Zuſammenſetzung des trockenen Eſſengaſes		Temperatur des Eſſengaſes	Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt der zur Feuerung ſtrömenden Luft
	Grenzwerthe aus 6 Durchſchnitts-Analiſen	Mittel während der ganzen Verſuchsdauer		
Kohlenſtoff . . . . 69,77 Waſſerſtoff . . . . 2,72 Stickſtoff . . . . 0,46 Waſſer chem. gebd. 13,45 Waſſer higroskop. 3,25 } 16,70 Aſche 10,35	Kohlenſäure Min. 8,4 Max. 13,8 atm. Luft Min. 29,5 Max. 57,1	Kohlenoxid . 0,0 Kohlenſäure . 12,2 atm. Luft 38,6 Stickſtoff 49,2	Min. 180 Max. 230 Im Mittel aus 48 Ableſungen während der ganzen Verſuchsdauer 200°	Temperatur Min. 20,2 Max. 28,5 Mittel aus 12 Ableſungen während der ganzen Verſuchsdauer 25,0°
Abſoluter Wärmeeffekt (kalorimetriſch ermittelt) = 6600 Kalorien	Die Verbrennung erfolgte mit einem Luftüberſchuß:			Feuchtigkeitsgehalt der atmoſphär. Luft in Gewichtsprozenten 0,8
Theoretiſcher Verdampfungswerth $\frac{6600}{637} = 10,4$	im Minimum . . 1 : 1,32 „ Maximum . . 1 : 2,16 „ Mittel . . . 1 : 1,49			
Theoretiſch erforderliches Luftquantum zur vollſtändigen Verbrennung von 1 Kilogramm Kohle = 9,17 Kilogramm.				

der Verſuchsergebniſſe.

Verdampfungs-Verſuch	Temperatur des Speiſewaſſers	Mittlere Spannung und Temperatur des Dampfes	Mit dem Dampfe übergeriſſenes Waſſer in Gewichtsprozenten	Gewicht und Zuſammenſetzung der Rückſtände
In den 12 Beobachtungsſtunden wurden 1812 Kilogramm Kohle verbrannt und damit 16752 Liter[1]) entſprechend 16,484 Kilogramm Waſſer verdampft, oder 1 Kilogramm Kohle $\frac{16,484}{1812} = 9,097$ Kilogramm Waſſer Verbrauchte Kohle per Stunde und Quadratmeter Roſtfläche 75,5 Kilogramm Verdampftes Waſſer für Stunde und Quadratmeter Heizfläche 16,2 Kilogramm	Min. 54,4 Max. 62,1 Mittel aus zwölf Ableſungen während der ganzen Verſuchsdauer 58,0°	Atmoſphären-Ueberdruck[2]) 4,6 entſprechend 155°	Min. 0,9 Max. 1,6 Mittel aus drei Deſtillationsproben 1,3	In den zwölf Beobachtungsſtunden wurden 204,76 Kilogramm Rückſtände geſammelt, das giebt für 1 Kilogr. der verbrannten Kohle 0,113 Kilogramm, welche nach der Analiſe aus 0,0137 Kilogr. Kohlenſtoff und 0,0993 Kilogramm Aſche beſtehen.

[1]) 1 Liter Waſſer von 58° Celſius = 0,984 Kilogramm.
[2]) Kilogramm auf das Quadratzentimeter.

c) Berechnung der Wärmekapazität des Essengases:

	Kilogramm ×	spezifische Wärme	Wärmekapazität
Kohlensäure	2,509 ×	0,2160	0,542
Atmosphärische Luft . .	5,210 ×	0,2375	1,239
Stickstoff	6,463 ×	0,2438	1,576
Wasserdampf	0,522 ×	0,4805	0,251
			3,608

d) Berechnung der Wärmekapazität der zugeströmten Luft:

	Kilogramm ×	sp. Wärme	Wärmekap.
Atmosphärische Luft .	13,613 ×	0,2375	3,233
Wasserdampf . . .	0,110 ×	0,4805	0,053
		Summe .	3,286

e) Berechnung des Wärmeverlustes durch das Essengas in Kalorien:

	Wärmekap. ×	Temp. in ° Celsius	= Kalorien
Im Essengas	3,608 ×	200	= 721,6
Durch die atm. Luft zugeführt	3,286 ×	25	= 82,2
		Demnach Verlust	639,4

2) Berechnung des Wärmeverlustes durch den Kohlenabgang in den Aschenfall.

Der Verbrennungsrückstand für 1 Kilogramm Kohle besteht aus:

0,0137 Kilogramm Kohlenstoff
0,0993 „ Asche.

Kilogramm Kohlenstoff × kal. Werth = Kalorien

0,0137 × 8080 = 110,7.

3) Berechnung des Wärmeverlustes durch das mit dem Dampfe übergerissene tropfbar flüssige Wasser.

Per 1 Kilogramm Kohle wurden:

8,9787 Kilogramm Wasser wirklich verdampft, und
(1,3 Prozent) d. h. 0,1183 „ „ im tropfb. flüss. Zustande
Summa . 9,0970 übergerissen.

$$\text{Kilogramm Wasser} \times \left(\text{Temp. des Wassers im Kessel} - \text{Speisewasser-Temp.}\right) = \text{Kalorien}$$

0,1183 × (155 − 58) = 11,5.

4) Berechnung des Wärmeverlustes durch Leitung und Strahlung der Anlage.

Die Gesammtwärme (W_t), welche zur Dampfbildung beansprucht wurde, ergiebt sich aus der Regnault'schen Formel[1])

[1]) $C = 606{,}5 + 0{,}305\ T - (t + 0{,}00002\ t^2 + 0{,}0000003\ t^3 + \ldots\ldots)$

$W_t = 606{,}5 + 0{,}305\ t$ mit

$8{,}9787 \times [606{,}5 + 0{,}305 \times 155 - 58] = 5349{,}5$ Kalorien.

Alle Verluste zusammen betragen daher

(kal. Effekt der Kohle — nutzbar gemachte Wärme = Verlust)

6600 — 5349,5 = 1250,5 Kalorien.

Daraus ergiebt sich der Verlust durch Leitung und Strahlung mit

$$1250{,}5 - \overbrace{(639{,}4 + 110{,}7 + 11{,}5)}^{\text{Einzelverluste}} = 488{,}9 \text{ Kalorien.}$$

Schlüsse.

Von 100 Kilogramm der verbrannten Kohle werden demnach:

$\frac{5349{,}5 \times 100}{6600} = 81{,}05$ Kilogramm nutzbar gemacht, und

18,95 „ gehen verloren.

Dieser Verlust vertheilt sich wie folgt:

1) durch das Entweichen der heißen Essengase $\frac{639{,}4 \times 100}{6600} = 9{,}69$ Proz.

2) Durch unvollständige Verbrennung, und zwar:

a) Entweichen von brennbaren Gasen und Flugruß 0,00 „

b) Kohlenabgang in den Aschenfall $\frac{110{,}7 \times 100}{6600} = 1{,}68$ „

3) Durch übergerissenes Wasser . . . $\frac{11{,}5 \times 100}{6600} = 0{,}17$ „

4) Durch Leitung und Strahlung der Anlage $\frac{488{,}9 \times 100}{6600} = 7{,}41$ „

Summa . 18,95 Proz.

II. Beispiel.

Die Anlage besteht aus Siederohrkesseln. Zur Zeit der Versuchsanstellung war nur einer derselben im Betriebe. Der Versuchskessel besitzt eine Gesammtrostfläche von 2,5 Quadratmeter und eine Heizfläche von 90 Quadratmeter. Zur Feuerung wurde Braunkohle verwendet.

Im Uebrigen wurde so vorgegangen, wie bei dem Versuch Nr. 1.

(Tabelle Seite 140 und 141.)

1) Berechnung des Wärmeverlustes durch das abziehende Essengas.

	Litergewicht in Grammen	× Vol.-Thle.	= Gew.-Thle.	darin Kohlenstoff	
Wasserstoff . .	0,0896	× 0,1	= 0,009		
Kohlenwasserstoff	0,7156	× 0,3	= 0,215	. . . 0,161	5,900
Kohlenoxid . .	1,2515	× 3,5	= 4,380	. . . 1,877	
Kohlensäure .	1,9666	× 7,2	= 14,160	. . . 3,862	
atm. Luft . .	1,2936	× 48,6	= 62,860		
Stickstoff . .	1,2566	× 40,3	= 50,641		

In 1 Kilogramm Kohle sind 0,5269 Kilogramm Kohlenstoff enthalten,
davon gehen in Flugruß über . . . . . 0,012 Kilogramm
verbleiben in den Rückständen . . . . . 0,015 „
und befinden sich somit im gasförmigen Zustande . . 0,500 „

$\frac{0,5}{5,9} = 0,084746$ (Faktor zur Berechnung der einzelnen Gasgemengtheile auf 1 Kilogramm der verbrannten Kohle).

	Kilogramm Gas auf 1 Kilogramm Kohle	× sp. Wärme	= Wärmekap.
Wasserstoff . .	0,009 × 0,084746 = . .	0,001 × 3,490	= 0,003
Kohlenwasserstoff	0,215 × 0,084746 = . .	0,018 × 0,593	= 0,011
Kohlenoxid . .	4,380 × 0,084746 = . .	0,371 × 0,246	= 0,091
Kohlensäure .	14,160 × 0,084746 = . .	1,200 × 0,216	= 0,259
Luft	62,860 × 0,984746 = . .	5,328 × 0,238	= 1,268
Stickstoff . .	50,641 × 0,084746 = . .	4,291 × 0,244	= 1,047
Wasser	= . .	0,631 × 0,481	= 0,304
	Summa .	11,840	2,983

		Wärmekap. × Temp.	= Calorien
		2,983 × 310	= 924,7
Durch die Luft[1]) zugeführt	10,766 × 0,238 = 2,563		
	0,132 × 0,481 = 0,063	× 25	= 65,7
Demnach Wärmeverlust durch das Essengas			859,0

[1]) Luftüberschuß 5,328
Luftverbrauch (4,291 Kilogr. Stickstoff entsp. Luft) . . . . = 5,573
Summa . 10,901 Kilogr. Luft, davon { 10,769 trockene Luft; 0,131 Wasserdampf }

2) Berechnung des Wärmeverluſtes durch die unvollkommene Verbrennung.

a) Verluſt durch das Entweichen von brennbaren Gaſen.

	Kilogramm	×	kal. Werth der Gw.-Einh.	=	Kalorien
Waſſerſtoff . .	0,001	×	29,633	=	29,6
Kohlenwaſſerſtoff	0,018	×	13,063	=	235,1
Kohlenoxid	0,371	×	2,403	=	891,5
			Verluſt in Summa .		1156,2

b) Verluſt durch das Entweichen von Kohlenſtoff als Flugruß.

Kilogramm	×	kal. Werth der Gw.-Einh.	=	Kalorien
0,014	×	8080	=	97,0

c) Verluſt durch den Kohlenſtoff-Abgang in den Aſchenfall.

Kilogramm	×	kal. Werth der Gw.-Einh.	=	Kalorien
0,015	×	8080	=	121,2

verfügbarer Waſſerſtoff in der Kohle 0,0154
freier Waſſerſtoff im Gas . . . 0,0010 } Summa 0,0055
Waſſerſtoff im Kohlenwaſſerſtoff . 0,0045 }

Es bleiben ſomit für die Verbrennung 0,0099 Kilogr. Waſſerſtoff und dieſe geben 0,0891 Kilogr. Waſſer

chem. gebd. und higroskop. Waſſer in der Kohle . . . . . 0,4100 „
Waſſer aus der Luft . . . . . 0,1320 „
Summa . 0,6311 Kilogr. Waſſer im Eſſengas.

Elementarzusammensetzung der Kohle	Volumprozentische Zusammensetzung des trockenen Essengases		Temperatur des Essengases	Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt der zur Feuerung strömenden Luft
	Grenzwerthe aus 12 Durchschnitts-Analisen	Mittel während der ganzen Versuchsdauer		
Kohlenstoff 52,69	Kohlenoxid	Wasserstoff 0,1	Min. 253	Temperatur-
Wasserstoff 1,54	Min. Max	Kohlenwasserstoff . . 0,3	Max. 400	Mittel
Stickstoff 0,25	0,0 5,3	Kohlenwasserstoff . . 0,0	Mittel aus	25°
Wasser chem. gebd. 17,13 / Wasser higroskop. 23,87 } 41,00	Kohlensäure	Kohlenoxid 3,5	36 Ablesungen	Feuchtigkeitsgehalt in Gewichtsprozenten
	4,0 13,5	Kohlensäure 7,2	während der ganzen Versuchsdauer	1,2
	atm. Luft	atm. Luft 48,6	310°	
Asche 4,52	11,9 78,6	Stickstoff 40,3		
Absoluter Wärmeeffekt (kalorimetr. bestimmt) = 4450 Kalorien	Kohlenstoff als Flugruß auf 1 Kilogramm der verbrannten Kohle 0,012 Kilogramm			
Theoretischer Verdampfungswerth $\frac{4450}{637} = 6{,}99$				
Theoretisch erforderliches Luftquantum zur vollständigen Verbrennung von 1 Kilogramm Kohle = 6,74 Kilogramm	Die Verbrennung erfolgte im Mittel mit einem Luftüberschuß von 1 : 1,62			

der Verſuchsergebniſſe.

Verdampfungs-Verſuch	Temperatur des Speiſewaſſers	Mittlere Spannung und Temperatur des Dampfes	Mit dem Dampfe über geriſſenes Waſſer in Gewichts-prozenten	Gewicht und Zuſammenſetzung der Rückſtände
In den 12 Beobachtungs-ſtunden wurden 2400 Kilogramm Kohle verbrannt und damit 8457 Liter[1]), entſprechend 8376 Kilogramm, Waſſer verdampft Verbrauchte Kohle für Stunde und Quadratmeter Roſtfläche 80 Kilogramm Verdampftes Waſſer für Stunde und Quadratmeter Heizfläche 7,76 Kilogramm	Min. 28 Max. 62 Mittel aus 24 Ableſungen während der ganzen Verſuchs-dauer 45°	Atmoſphären-Ueberdruck[2]) 3,0 entſprechend 143°	Min. 2,5 Max. 4,1 Mittel aus drei Deſtillations-proben 3,2	In den zwölf Beobachtungs-ſtunden wurden 134,4 Kilogramm Rückſtände geſammelt, das giebt auf 1 Kilogr. der verbrannten Kohle 0,056 Kilogramm, welche nach der Analiſe aus 0,015 Kilogr. Kohlenſtoff und 0,041 Kilogramm Aſche beſtehen.

[1]) 1 Liter Waſſer von 45° = 0,9904 Kilogramm.
[2]) Kilogramm auf 1 Quadratzentimeter.

3) Berechnung des Wärmeverlustes durch das mit dem Dampfe übergerissene Wasser.

Auf 1 Kilogramm Kohle wurden

3,382 Kilogramm Wasser wirklich verdampft, und

0,108 „ „ im tropfb. fl. Zust. übergerissen.

Summa . 3,490

$$\text{Kilogr. Wasser} \times \left\{\begin{matrix}\text{Temp. des Wassers}\\ \text{im Kessel}\end{matrix}\right\} - \left\{\begin{matrix}\text{Speisewasser-}\\ \text{Temp.}\end{matrix}\right\} = \text{Kalorien}$$

$$0{,}108 \times (143 - 45) = 10{,}6$$

4) Berechnung des Wärmeverlustes durch Leitung und Strahlung der Anlage.

$$3{,}382 \times [606{,}5 + 0{,}305 \times 143 - 45] = 2046 \text{ Kalorien}$$

nutzbar gemachte Wärme.

$$\left\{\begin{matrix}\text{cal. Werth}\\ \text{der Kohle}\end{matrix}\right\} - \left\{\begin{matrix}\text{nutzb. gem.}\\ \text{Wärme}\end{matrix}\right\} = \text{Verlust}$$

$$4450 - 2046 = 2404 \text{ Kalorien.}$$

Daraus ergiebt sich der Verlust durch Leitung und Strahlung mit

$$2404 - (859{,}0 + 1156{,}2 + 97{,}0 + 121{,}2 + 10{,}6) = 160 \text{ Kalorien.}$$

Schlüsse.

Von 100 Kilogramm der verbrannten Kohle werden demnach:

$\frac{2046 \times 100}{4450} = 45{,}98$ Kilogramm nutzbar gemacht, und

54,02 „ gehen verloren.

Dieser Verlust vertheilt sich wie folgt:

1. durch das Entweichen der heißen Essengase

$$\frac{859 \times 100}{4450} = 19{,}30 \text{ Proz.}$$

2. durch unvollständige Verbrennung, und zwar:

a) Entweichen von brennbaren Gasen

$$\frac{1156{,}2 \times 100}{4450} = 25{,}98 \text{ „}$$

b) Entweichen von Kohlenstoff als Flugruß

$$\frac{97{,}0 \times 100}{4450} = 2{,}18 \text{ „}$$

c) Kohlenabgang in den Aschenfall

$$\frac{121{,}2 \times 100}{4450} = 2{,}72 \text{ „}$$

Uebertrag 50,18 Proz.

3. durch übergeriſſenes Waſſer

$$\frac{10{,}6 \times 100}{4450} = 0{,}24 \text{ „}$$

4. Durch Leitung und Strahlung der Anlage

$$\frac{160{,}0 \times 100}{4450} = 3{,}60 \text{ „}$$

Summa . 54,02 Proz.

III. Beiſpiel.

Die Anlage beſteht aus 6 Zweiflammrohrkeſſeln, welche mit einem Ekonomiſer in Verbindung ſtehen. Zur Zeit der Verſuchsanſtellung waren nur 4 Keſſel im Betrieb. Die Geſammtroſtfläche eines jeden Keſſels beträgt 2,5 Quadratmeter und die Heizfläche 85 Quadratmeter. Zur Heizung wurde Oſtrauer Nußkohle verwendet.

Beim Beginn und am Schluß des Verſuches wurden die Roſte vollkommen abgeräumt. Das rückſtändige glühende Kohlenquantum wurde in einem mit einer bekannten Waſſermenge gefüllten Eiſenkübel abgedämpft und zurückgewogen. Die an das Waſſer abgegebene Wärme wurde auf Kohle umgerechnet und von dem Gewicht der verwendeten Kohle in Abzug gebracht. Im Uebrigen wurde ſo verfahren wie bei dem Verſuch Nr. 1.

(Tabelle Seite 144 und 145.)

1) Gasmenge auf 1 Kilogramm der verbrannten Kohle.

Wenn 1 Kilogr. Kohle verbrannt, ſo entweichen Kilogr.[1])	Keſſel Nr. I	II	III	IV
Kohlenſäure	2,684	2,684	2,684	2,684
Atmoſphäriſche Luft	27,438	19,449	24,050	28,902
Stickſtoff	7,359	7,054	7,281	7,494
Waſſerdampf	0,751	0,658	0,713	0,770
Summa .	38,232	29,845	34,728	39,850

[1]) Berechnet nach der auf Seite 133 gegebenen Anleitung.

Elementarzuſammenſetzung der Kohle		Mittlere volumprozentiſche Zuſammenſetzung der trockenen Eſſengaſe zwiſchen Keſſel und Rauchſchieber				Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt der zur Feuerung ſtrömenden Luft	Verdampfungs-Verſuch
		Keſſel Nr.	I	II	III	IV		
Kohlenſtoff	75,56	Kohlenoxid	0,0	0,0	0,0	0,0	Temperatur 27°	In den 12 Beobachtungsſtunden wurden 12000 Kilogr. Kohle verbrannt und damit 80904 Kilogr. Waſſer ſcheinbar verdampft.
Waſſerſtoff	2,45	Kohlenſäure	4,8	6,2	5,3	4,6		
Stickſtoff	0,76	atm. Luft	74,6	68,3	72,2	75,3		
Waſſer chem. gebd. 10,39 / Waſſer higroskop. 1,56	11,95	Stickſtoff	20,6	25,5	22,5	20,1	Feuchtigkeitsgehalt in Gewichtsprozenten 1,10	
Aſche	9,28							
Abſoluter Wärmeeffekt (kalorimetr. beſtimmt) = 7100 Kalorien		Mittlere Temperatur der Eſſengaſe in Grad Celſius					Verbrauchte Kohle für Stunde und Quadratmeter Roſtfläche 100 Kilogr.	
			253	410	372	340		
Theoretiſcher Verdampfungswerth $\frac{7100}{637} = 11{,}15$								
		Die Verbrennung erfolgt mit einem Luftüberſchuß 1 zu					Verdampftes Waſſer für Stunde und Quadratmeter Heizfläche 19,83 Kilogr.	
Theoretiſch erforderliche Luftmenge zur vollſtändigen Verbrennung von 1 Kilogramm Kohle = 9,76 Kilogramm			3,79	2,93	3,43	3,96		

der Verſuchsergebniſſe.

Temperatur des Speiſewaſſers	Mittlere Spannung und Temperatur des Dampfes	Mit dem Dampfe übergeriſſenes Waſſer in Gewichtsprozenten	Volumprozentiſche Zuſammenſetzung des trockenen Eſſengaſes			Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt der Luft beim Eintritt in den Ekonomiſer	Gewicht und Zuſammenſetzung der Rückſtände
				vor dem Ekonomiſer	hinter dem Ekonomiſer		
Min. 105°	Atmoſphären-Ueberdruck[1]) 4,0 entſprechend 151°	Min. 2,1	Kohlenoxid	0,0	0,0	Temperatur 30,0°	In den 12 Beobachtungsſtunden wurden 1356 Kilogr. Rückſtände geſammelt; das entſpricht auf 1 Kilogramm der verbrannten Kohle 0,113 Kilogr., welche nach der Analiſe aus 0,024 Kilogr. Kohlenſtoff und 0,089 Kilogr. Aſche beſtehen
Max. 139°		Max. 4,2	Kohlenſäure	4,8	4,1		
Mittel aus 12 Ableſungen während der ganzen Verſuchsdauer 118°		Mittel aus 4 Deſtillationsproben 2,8	atm. Luft	74,6	78,6	Feuchtigkeitsgehalt in Gewichtsprozenten 1,07	
			Stickſtoff	20,6	17,3		
			Temperatur des Eſſengaſes in Grad Celſius				
			vor dem Ekonomiſer		hinter dem Ekonomiſer		
			340		202		
			Temperatur des Speiſewaſſers beim Eintritt in den Ekonomiſer 10°				

[1]) Kilogramm auf Quadratzentimeter.

2 Berechnung der Gewichtsmenge, Zusammensetzung und Temperatur der Gase im Mittel von den 4 Kesseln.

a) Gewichtsmenge:[1]

Kessel Nr.		
" "	II	29,845
" "	III	34,728
" "	IV	39,850
Summa		142,655

$\frac{142,655}{4} = 35,664$ Kilogramm Gas auf 1 Kilogramm Kohle.

b) Zusammensetzung:[2]

Kohlensäure				2,684
Atm. Luft	27,438	× 38,232	= 1049,01	
	19,449	× 29,845	= 580,46	
	24,050	× 34,728	= 835,21	
	28,902	× 39,850	= 1151,74	
		Summa	3616,42 : 142,655	= 25,350

In gleicher Weise berechnen sich die Mittelzahlen:

für Stickstoff mit	7,314
„ Wasserdampf mit	0,728

c) Temperatur:

Kilogramm Gas	×	° Celsius	=	
38,232	×	353	=	13495,9
29,845	×	410	=	12236,5
34,728	×	372	=	12918,8
39,850	×	340	=	13549,0
		Summa		52200,2

$\frac{52200,2}{142,655} = 366^0$ als Mittel-Temp.

3) Berechnung des Wärmeverlustes durch das Essengas.

Kilogramm Gas auf 1 Kilogramm Kohle		sp. Wärme		Wärmekap.
Kohlensäure	2,684	× 0,2160	=	0,580
Atmosphärische Luft	25,350	× 0,2375	=	6,021
Stickstoff	7,314	× 0,2438	=	1,783
Wasserdampf	0,728	× 0,4805	=	0,350
Summa	36,076	Summa		8,734

Zur Feuerung strömende atmosphärische Luft:

		Kilogramm × sp. Wärme = Wärmekap.
Luftüberschuß	25,350	
Luftverbrauch $\left(\frac{\text{Stickstoff}}{7,314 \times 100} = \right)$	9,499	34,849 × 0,2375 = 8,277
Wasserdampf in der Luft (1,1 Gew. %)		0,388 × 0,4805 = 0,176
		Summa 8,453

[1]) Vergl. Tabelle Seite 143.

[2]) Die Gewichtsmenge Kohlensäure von 1 Kilogramm der verbrannten Kohle ist selbstverständlich bei allen 4 Kesseln gleich groß.

	Wärmekap.	×	°Celsius	= Kalorien
Im Essengas	8,734	×	366	= 3196,6
Durch die atm. Luft zugeführt . .	8,453	×	27	= 228,2
				Verlust 2968,4

4) Berechnung des Wärmeverlustes durch Kohlenabgang in den Aschenfall.

Kilogramm Kohlenstoff	×	kal. Werth	= Kalorien
0,024	×	8080	= 193,9

5) Berechnung des Wärmeverlustes durch das mit dem Dampfe übergerissene tropfbar flüssige Wasser.

Per 1 Kilogramm Kohle wurden
6,558 Kilogramm Wasser wirklich verdampft, und
0,184 „ „ übergerissen.

Kilogramm Wasser	×	Temp. des Kesselwassers	−	Speisewasser-Temp.	=	Kalorien
0,184	×	(151	−	118)	=	6,1

6) Berechnung des Wärmeverlustes durch Leitung und Strahlung der Anlage. (Siehe Seite 137.)

$$6{,}558 \times [606{,}5 + 0{,}305 \times 151 - 118] = 3505{,}9$$

Kalorien nutzbar gemachte Wärme.

kal. Werth der Kohle	−	nutzb. gem. Wärme	= Verlust
7100	−	3505,9	= 3594,1

Daraus ergiebt sich der Verlust durch Leitung und Strahlung mit
3594,1 − (2968,4 + 193,9 + 6,1) = 425,7 Kalorien.

Schlüsse.

Von 100 Kilogramm der verbrannten Kohle werden demnach
$\frac{3505{,}9 \times 100}{7100}$ = 49,38 Kilogramm nutzbar gemacht, und
50,62 „ gehen verloren.

Dieser Verlust vertheilt sich wie folgt:

1. durch das Entweichen der heißen Essengase

$$\frac{2968{,}4 \times 100}{7100} = 41{,}81 \text{ Proz.}$$

2. durch unvollständige Verbrennung, und zwar:

Uebertrag 41,81 Proz.

a) Entweichen von brennbaren Gasen und Bildung von Flugruß . . . . . = 0,00 „

b) Kohlenabgang in den Aschenfall . .

$$\frac{193{,}9 \times 100}{7100} = 2{,}73 \text{ „}$$

3. durch übergerissenes Wasser $\frac{6{,}1 \times 100}{7100} = 0{,}08$ „

4. durch Leitung und Strahlung der Anlage

$$\frac{425{,}7 \times 100}{7100} = 6{,}00 \text{ „}$$

Summa 50,62 Proz.

Nutzeffekt des Ekonomisers.

Zugeführte Wärme.

Das in den Ekonomiser einströmende Gas hat eine Temperatur von 340° und besteht für 1 Kilogramm der verbrannten Kohle aus:

	Kilogramm	×	sp. Wärme	=	Wärmekap.	
Kohlensäure . .	2,684	×	0,2160	=	0,580	
atm. Luft . . .	27,438	×	0,2375	=	6,517	
Stickstoff . . .	7,359	×	0,2438	=	1,794	
Wasserdampf . .	0,751	×	0,4805	=	0,361	Temp. Kalorien
				Summa	9,252	× 340 = 3145,7

Abgehende Wärme.

Das aus dem Ekonomiser abziehende Gas hat eine Temperatur von 230° und besteht für 1 Kilogramm der verbrannten Kohle aus:

	Kilogramm	×	sp. Wärme	=	Wärmekap.	
Kohlensäure . .	2,684	×	0,2160	=	0,580	
atm. Luft . .	33,846	×	0,2375	=	8,038	
Stickstoff . .	7,236	×	0,2438	=	1,764	
Wasserdampf .	0,821	×	0,4805	=	0,394	Temp. Kalorien
				Summa	10,776	× 202 = 2174,7

Im Ekonomiser wurden daher

3145,7 — 2174,7 = 971,0 Kalorien abgegeben.

In den 12 Beobachtungsstunden wurden 12000 Kilogramm Kohle verbrannt, und damit 80904 Kilogramm Wasser verdampft, daher auf 1 Kilogramm Kohle $\frac{80904}{12000} = 6{,}742$ Kilogramm verdampftes Wasser.

Im Ekonomiser wurde das Wasser von 10° auf 118° erwärmt, was einer Wärmemenge von

$(118 - 10) \times 6{,}742 = 728$ Kalorien entspricht.

Von 100 Kilogramm der verbrannten Kohle werden demnach $\frac{728 \times 100}{7100} = 10{,}25$ Kilogramm im Ekonomiser nutzbar gemacht, und $\frac{(971 - 728) \times 100}{7100} = 3{,}42$ Kilogramm gehen durch Leitung und Strahlung verloren.

Der Nutzeffekt der ganzen Anlage (Kessel sammt Ekonomiser) stellt sich somit auf

$$49{,}38 + 10{,}25 = 59{,}63 \text{ Prozent.}$$

Der Nutzeffekt des Ekonomisers könnte wesentlich erhöht werden, wenn die nachträgliche Luftzuströmung bei den Rauchschiebern von dem Ekonomiser und oberhalb des Röhrensistems bei dem Ekonomiser selbst auf ein geringeres Maß reduzirt würde.

Wie groß der Wärmeverlust durch die nachträglich einströmende Luft ist, ergiebt sich aus folgender Betrachtung:

	Kilogramm trockene Luft auf 1 Kilogr.	Kilogramm Wasserdampf der verbr. Kohle
Gas beim Verlassen der Kessel . . .	25,350	0,728
„ „ Eintritt in den Ekonomiser .	27,438	0,741
Demnach zugeströmt .	2,088	0,023

	Kilogr.	×	sp. Wärme	=	Wärme-kap.
trock. Luft .	2,088	×	0,2375	=	0,496
Wasserdampf	0,033	×	0,4805	=	0,911
Summa	0,507	×	(340 — 30) [1]	=	157,2

				⁰Celsius	Kalorien

	Kilogramm trockene Luft auf 1 Kilogr.	Kilogramm Wasserdampf der verbr. Kohle
Gas beim Eintritt in den Ekonomiser . .	27,438	0,751
„ „ Austritt aus dem Ekonomiser .	33,846	0,821
Demnach zugeströmt .	6,418	0,070

	Kilogr.	×	sp. Wärme	=	Wärme-kap.
trock. Luft .	6,418	×	0,2375	=	1,524
Wasserdampf	0,070	×	0,4805	=	0,034
Summa	1,558	×	(202 — 30)	=	268,0

				Temp.	Kalorien

$$\frac{(157{,}2 + 268{,}0) \times 100}{7100} = 5{,}99 \text{ Prozent Kohle}$$

[1]) 340° = Temperatur der von den Kesseln abziehenden Gase;
30° = „ „ zuströmenden Luft.

V. Uebersicht durch Versuche gewonnener Heizergebnisse. [1])

Dampfkessel: Heizfläche I in qm	Dampfkessel: Heizfläche II in qm	Dampfkessel: Heizfläche II : I	Zugwiderstand in den Kesseln in Mm.	System	Beim Heizversuch: Kohlen verbrannt in 1 St. auf 1 □ m Rost in kg.	Beim Heizversuch: Wasser verdampft auf 1 □ m Heizfläche in 1 St. in kg.	Wärme abgegeben: Ausgenützt in %	Wärme abgegeben: Verluste in % durch den Kamin	Verluste in % unvollständige Verbrennung	Verluste in % Strahlung des Mauerwerkes	Verluste in % sonstige Verluste	Luftverhältniß N =	Anfangs-Temperatur in ° Celsius	End-Temperatur in ° Celsius
50,60	1,48	38,30	4,00	Oberkessel mit einem oder mehreren Unterkesseln .	129,87	16,820	54,99	27,68	2,47	13,17	1,66	2,154	1277,4	368,5
68,09	2,76	38,83	3,89	Oberkessel mit zwei Unterkesseln — Gegenstrom .	104,69	15,370	56,13	25,07	3,05	12,24	1,03	2,190	1299,7	328,6
117,81	1,99	58,76	3,77	Oberkessel mit Unterkessel und Röhrenansätzen (Dupuis und ähnl.)	98,32	11,454	64,54	19,82	1,57	14,29	0,38	2,139	1277,0	254,8
69,72	2,08	33,63	4,94	Liegende Flammrohrkessel, Innenfeuerung . . .	126,26	18,678	47,58	21,51	3,47	13,09	4,34	2,268	1145,0	304,4
42,81	1,75	26,33	3,79	Liegende Rauchrohrkessel, Unterfeuerung . . .	98,27	15,850	47,02	26,33	1,98	19,60	5,06	1,829	1449,0	424,9
167,18	2,63	63,70	5,19	Flammrohrkessel mit Röhrenkesseln. (System Fairbairn)	95,33	11,380	72,90	14,52	2,16	9,14	1,61	1,737	1560,0	245,8
148,15	2,70	50,48	4,76	Flammrohrkessel m. Röhrenkesseln. (System Tischbein)	111,16	12,840	69,65	17,78	2,43	9,05	1,03	2,115	1332,0	246,4
131,90	2,71	48,68	5,32	Liegende Röhrenkessel	91,29	10,051	62,70	16,47	3,07	16,00	1,75	2,037	1431,2	243,9
182,10	2,52	72,20	3,80	Flammrohrkessel komb. mit einem Röhrenkessel und einem Siederohr	197,04	14,02	71,91	26,24	2,38	—	0,23	2,142	1138,4	282,6
70,78	2,57	27,61	4,97	Flammrohrkessel mit Galloway-Röhren	122,00	21,395	51,65	19,15	5,89	10,15	13,17	2,300	1103,7	333,5
184,88	3,00	61,60	3,76	Meunierkessel	66,14	4,127	68,59	19,53	3,31	8,56	0,00	2,465	1026,2	196,0
72,00	2,63	27,30	4,72	Oberkessel mit Unterkessel, Feuerung unter dem Unterkessel	100,90	19,040	49,44	36,16	0,09	12,37	1,94	2,400	1141,2	349,5
4,00	0,25	16,65	8,00	Liegender Lokomobilkessel m. liegenden oder stehenden Röhren	158,53	38,126	44,67	16,72	8,30	—	—	1,346	1639,0	—

[1]) Böhm, Zeitschrift für Zuckerindustrie 1889, 13. Heft.

II. Bericht von Schwager.*)

1) Zweiflammrohrkessel mit Innenfeuerung. Vergleichende Kohlenuntersuchungen.

In einer Zuckerfabrik mit 6 Stück Zweiflammrohrkesseln, die für Steinkohlen-Innenfeuerung eingerichtet sind, hat ein vergleichender Verdampfversuch mit zwei Kohlensorten zur Ermittelung der billigsten Dampfproduktion stattgefunden und zwar zwischen einer deutschen und einer englischen Steinkohle.

Jeder Kessel hat 96,94 qm Heizfläche und 2,72 qm Rostfläche. Die Züge werden durch die Flammrohre, Seiten- und Unterzüge gebildet. Der Schornstein ist 35 m hoch, mit 3,315 qm oberem freien Querschnitt.

Durch den Versuch sollte festgestellt werden:

1. Welche Kohlensorte für den Betrieb den billigsten Dampf liefert,
2. ob der Schornstein für eine Betriebsvergrößerung der Fabrik bis zu 8000 Centner täglicher Rübenverarbeitung ausreicht,
3. wieviel Dampfkessel für diese Betriebsvergrößerung erforderlich sind.

Tabelle der Versuchs-Ergebnisse.

	1	2	3	4	5	6	7
Art der Kohle	Heizwerth der Kohle in	1 kg. Kohle verdampft Wasser	1 qm Heizfläche verdampft Wasser in 1 Stunde	1 qm Rostfläche verbrennt Kohle in 1 Stunde	1 Ztr. Rüben gebraucht Dampf	Praktische (wirkliche) Luftzufuhr beträgt von der theoretischen das	Nutzeffekt der Anlage in
	Kalorien	kg.	kg.	kg.	kg.	? fache	%
Englische . .	6578	7,12	20,54	102,5	55,9	1,7	64
Westphälische .	6909	6,84	20,8	108	57,5	2,0	58,55

	8	9	10	11	12	13	14
Art der Kohle	Verlust durch den Schornstein in	100 kg. Dampf kosten	Temperatur des Speisewassers	Temperatur der Heizgase im Fuchs	Kohlensäure-Gehalt im Flammrohr im Mittel	Geschwindigkeit der Schornsteingase Meter in	Geschwindigkeit der Schornsteingase im Fuchs Meter in
	%	ℳ	°Celsius	°Celsius	%	1 Sek.	1 Sek.
Englische .	34,2	27,1	60,6	400	12,38	3,58	4,3
Westphälische .	35,4	26,0	60,7	400	10,00	4,00	4,74

*) Jahresbericht des Magdeburger Verein r Dampfkesselbetrieb 1887.

Beim Vergleich der Resultate fällt sofort auf, daß die englische Kohle trotz ihres geringeren Heizwerthes mehr Wasser für 1 kg verdampft, als die westphälische Kohle. Die Ursache liegt auf der Hand.

Die Luftzufuhr zum Brennmaterial betrug am ersten Tage das 1,7fache, am zweiten Tage das doppelte des theoretisch erforderlichen Luftquantums und es fand in Folge der 1,7fachen Luftzufuhr eine bessere Ausnutzung der Kohle statt, als dies am zweiten Tage der Fall war. Außerdem wurde am zweiten Tage der Rost stärker angestrengt, was abermals eine Verminderung des Nutzeffektes zur Folge hatte. Die Ursache liegt demnach in der Bedienung der Roste, welche eine schwankende ist und es läßt sich annehmen, daß bei gleich guter Bedienung die westphälische Kohle das bessere Resultat ergeben wird.

Aus den Spalten 13 und 14 ersieht man deutlich, um wieviel mehr ein Schornstein bei mangelhafter Bedienung zu leisten hat, als bei guter. Während das Verhältniß des oberen Schornstein-Querschnittes zur gesammten Rostfläche, 1 : 5, ein gutes zu sein scheint, wird man ein besseres Urtheil darüber bekommen, wenn man bedenkt, daß nicht die Rostfläche den Schornstein-Querschnitt bedingt, sondern das auf derselben verbrannte Kohlenquantum und daß letzteres hier 102,5—108 kg beträgt, während 70—85 kg als normal gilt.

Zur Beurtheilung der Frage, um wieviel die Kesselzahl für eine Verarbeitung von 8000 Zentner Rüben vermehrt werden muß und ob der Schornstein auch für diese Betriebsvergrößerung ausreicht, muß in erster Linie berücksichtigt werden, daß der Schornstein unter allen, also auch unter den ungünstigsten Bedingungen einen sicheren Betrieb gestattet. Eine derartige genaue Erwägung sollte bei jeder bedeutenderen Betriebsvergrößerung angestellt werden, da ein mangelhafter Schornsteinzug ebensolche Nachtheile und Kohlenvergeudung nach sich ziehen kann, wie ein zu starker Zug.

Nimmt man auf Grund der ermittelten Zahlen auf 1 Zentner Rübenverarbeitung 60 kg Dampf und 9 kg Steinkohlenverbrauch an und setzt man für eine ungeschickte Rostbedienung eine $3^1/_2$fache Luftzufuhr voraus, so erhält man in 24 Stunden = 480000 kg Dampfkonsum und = 72000 kg Kohlenkonsum. Rechnet man für 1 qm Heizfläche und 1 Stunde 20 kg Dampf, so sind 1000 qm Heizfläche erforderlich.

Da nach obigen Angaben ein Kessel = 96,94 qm Heizfläche besitzt, so müßte die erforderliche Zahl Kessel 11 Stück sein.

Zum Verbrennen der 72000 kg Kohlen würde = 35,3 qm Rostfläche nöthig sein und daraus ergiebt sich das Verhältniß des Schornsteinquerschnittes zur Rostfläche = 1 : 10,65; sekundlich wurden verbrannt

$= \frac{7200}{24.\ 60.\ 60.} = 0{,}833$ kg Kohlen und hieraus ergiebt sich die Geschwindigkeit der austretenden Schornsteingase zu 6,81 Meter.

Aus der vorstehenden Tabelle ersieht man, daß bei 4 m Geschwindigkeit eine ungünstigere Ausnutzung als bei 3,58 m eintritt, und noch ungünstiger würde die Sache bei 6,81 m stehen.

Der Schornstein reicht also für 8000 Zentner Rübenverarbeitung nicht mehr aus.

2) Zuckerfabrik mit 10 Stück Zweiflammrohrkesseln.

Dieselbe Anlage, in welcher der oben beschriebene Versuch vor einigen Jahren angestellt wurde, war im Jahre 1887 Gegenstand weiterer Untersuchungen.

Die Zuckerfabrik hatte noch weitere 4 Zweiflammrohrkessel von gleichen Dimensionen wie die früheren beschafft, so daß im Ganzen 10 Stück Kessel vorhanden sind und außerdem einen zweiten Schornstein, genau wie den oben beschriebenen, aufgeführt. Der eine Schornstein steht mit 4 Kesseln, der andere mit 6 Kesseln in Verbindung.

Der Versuch sollte feststellen, welcher von den beiden englischen Steinkohlensorten, Hartlepool oder Westheartley, der Vorzug in Bezug auf Billigkeit und Leistungsfähigkeit zu geben ist. Folgendes sind die ermittelten Versuchszahlen.

Art der Kohle	Heizwerth der Kohle Kalorien	1 kg. Kohle verdampft Wasser kg.	1 qm Heizfläche verdampft Wasser in 1 Std. kg.	1 qm Rostfläche verbrennt Kohlen in 1 Std. kg.	1 Ztr. Rüben gebraucht Dampf kg.	Die wirkliche Luftzufuhr beträgt von der theoretischen das ? fache
Hartlepool .	6926	7,40	23,0	113,13	59,30	1,8
Westheartley .	6494	7,09	23,1	117,47	57,70	2,2

Art der Kohle	Nutzeffekt der Anlage %	Schornsteinverlust %	100 kg. Dampf kosten ℳ	Temperatur des Speisewassers durchschnittlich 0 Celsius	Temperatur im Fuchs durchschnittlich 0 Celsius	Kohlensäure-Gehalt im Flammrohr im Mittel %	Kessel im Betriebe Stück
Hartlepool .	62,37	23,48	22,79	69	400	11,4	9
Westheartley .	64,89	25,61	24,05	59	400	9,5	9

Aus dieſer Tabelle erſieht man, daß die Beanſpruchung der 9 im Betriebe befindlichen Keſſel allerdings nicht überangeſtrengt genannt werden kann, trotzdem aber auch nicht als normal bezeichnet werden darf. Man rechnet, daß eine Verdampfung von 20 kg. Waſſer auf 1 qm Heizfläche und 1 Stunde noch einen rationellen Dampfkeſſelbetrieb geſtattet, aber aus dem geringen Nutzeffekt der Anlage einerſeits, wie aus der hohen Endtemperatur der entweichenden Rauchgaſe anderſeits muß man darauf ſchließen, daß zeitweiſe ein Ueberanſtrengen der Anlage ſtattfindet.

Auch an dieſen beiden Verſuchstagen iſt wieder mit zu hohem Luftüberſchuß gearbeitet worden, ſo daß die Heizgaſe ſich bereits im Verbrennungsraum zu ſtark abkühlten und deshalb nicht mehr im Stande waren, ſämmtlich zur Verbrennung zu gelangen. Es wird ſich deshalb im vorliegenden Falle empfehlen, den zehnten Keſſel ebenfalls in Betrieb zu nehmen und dann die Roſtflächen durch Uebermauern um weniges zu verkürzen. Die Folge hiervon wird ſein, daß die Kohlenſchicht höher wie bisher zu halten iſt, was mit Rückſicht auf den äußerſt kräftigen Schornſteinzug ohne Bedenken geſchehen kann. Die ſtärkere Kohlenſchicht aber wird auch eine mäßigere Luftzufuhr bedingen und die Möglichkeit, daß durch nachläßige Bedienung eine ſchlechte und ungleichmäßige Beſchickung des Roſtes ſtattfindet, iſt dann ſo gut wie ausgeſchloſſen.

Der Verſuch ergab, daß für die Zuckerfabrik die Hartlepool-Kohle am günſtigſten zu verwenden iſt.

3) Steinkohlen-Innenfeuerung und Braunkohlen-Vorfeuerung.

Ein ſehr intereſſanter Verſuch liegt aus einer Zuckerfabrik vor, namentlich deshalb von Intereſſe, weil aus ihm zu erſehen iſt, daß man bei normalen Verhältniſſen nur durch zweckentſprechende Umänderung der Feuerungsanlage Steinkohlen oder Braunkohlen feuern kann, ohne das für letzteres Material eine Vergrößerung der Heizfläche ſtattfindet.

Die Zuckerfabrik, welche mit Elution und Diffuſion in 24 Stunden ungefähr 3200 Zentner Rüben verarbeitet, hat 7 Zweiflammrohrkeſſel, deren jeder ungefähr 83 qm Heizfläche hat. Von dieſen ſind ſtets 6 Keſſel mit etwa 500 qm Heizfläche im Betriebe. Die Fabrik hatte bis zum vorigen Jahre Steinkohlen-Innenfeuerung und aus verſchiedenen Gründen war man zu der Frage gekommen, ob nicht die Umänderung der Keſſelanlage ſo geſtaltet werden könne, daß an Stelle der Steinkohlen ſtaub- und nußförmige Braunkohle gebrannt werden könnte.

Es wurde für die bestehende Kesselanlage eine Treppenrost-Vorfeuerung mit Aschenfänger eingerichtet nach dem Sistem C. L. Strube in Buckau und dann später durch einen Verdampfversuch der Effekt der Anlage ermittelt.

Die 6 im Betriebe befindlichen Kessel hatten früher 16 qm Rostfläche, jetzt 14,4 qm, also war das Verhältniß von Rostfläche : Heizfläche früher 1 : 31,2 — jetzt 1 : 34,7.

In der nachfolgenden Tabelle sind die Versuchs-Resultate der Kesselanlage mit der alten Steinkohlen-Innenfeuerung und der Treppenrost-Vorfeuerung für Braunkohlen zusammen gestellt.

Art der Kohle	Zeitangabe	Heizwerth der Kohlen Kalorien	1 kg. Kohle verdampft Wasser kg.	1 qm Heizfläche verdampft Wasser in 1 Stunde kg.	1 qm Rostfläche verbrennt Kohlen in 1 Stunde kg.	Verhältniß Rostfläche zur Heizfläche
Steinkohle Zeche Dahlbusch	früher	7300	7,2	24,0	114	1 : 31,2
Braunkohlengemisch Grube „Prinz Wilhelm“ „ „Treue“ „ „Viktoria“	jetzt	2560	3,134	27,8	310	1 : 34,7

Art der Kohle	Zeitangabe	Nutzeffekt der Anlage %	Temperatur des Speisewassers Cels.	Temperatur der Schornsteingase Cels.	Gehalt an Kohlensäure %	1 Ztr. Rüben gebraucht Dampf kg.	1 Ztr. Rüben gebraucht Kohlen kg.
Steinkohle Zeche Dahlbusch	früher	64,0	32	290	6,5	106	14,6
Braunkohlengemisch Grube „Prinz Wilhelm“ „ „Treue“ „ „Viktoria“	jetzt	72,9	57	330	?	110,6	35,3

Aus dieser Tabelle ersieht man, daß ohne Vergrößerung der bestehenden Kesselanlage durch die Umänderung der Feuerung in Treppenrost-Vorfeuerung für Braunkohlen ein bedeutend günstigerer Effekt wie bei Steinkohlen-Innenfeuerung erzielt worden ist. Während 1 kg Steinkohlen von 7300 Kalorien

Heizwerth nur 7,2 kg Waſſer verdampft, wurden jetzt mit Braunkohlen-Gemiſch von 2560 Kalorien Heizwerth 3,134 kg Waſſer verdampft. Da das Verhältniß des Heizwerthes der Steinkohlen zu dem der Braunkohlen wie 2,85 : 1 iſt, ſo hätten für gleiche Wirkung früher mit 1 kg Steinkohlen 8,93 kg Waſſer verdampft werden müſſen.

Die Ausnutzung der Treppenroſt-Vorfeuerung würde ſich noch günſtiger geſtalten, wenn auch der 7. Keſſel noch in Betrieb genommen würde, da eine Verdampfung von 27,8 kg Waſſer für 1 qm Heizfläche und 1 Stunde entſchieden zu viel iſt. Mit der Vermehrung der Heizfläche würden auch die Heizgaſe, die jetzt mit zu hoher Temperatur entweichen, mehr ausgenutzt werden können und der Hauptvortheil der Treppenroſte,

gleichmäßige Kohlenſchicht und regelmäßige Luftzufuhr

würde dann mehr zur Geltung kommen können. Der Dampfverbrauch in dieſer Fabrik iſt übermäßig groß, da durch veraltete Einrichtungen ein bedeutender Verluſt entſteht.

4) Treppenroſt-Vorfeuerung für Braunkohlen.

Der vorhergehende Verdampfungsverſuch zeigt, daß bei zweckmäßiger Treppenroſtanlage eine äußerſt günſtige Verdampfung erzielt werden kann, bei dieſem Verſuche erſieht man, welche Nachtheile eine mangelhafte Gewölbekonſtruktion und überangeſtrengter Betrieb für Treppenroſt-Vorfeuerung haben können.

Eine Zuckerfabrik, die mit Elution und Diffuſion in 24 Stunden ungefähr 5500—6500 Zentner Rüben verarbeitet, hat für dieſen Betrieb 10 Stück Zweiflammrohrkeſſel mit Treppenroſt-Vorfeuerung für Braunkohlen. Die Heizfläche dieſer 10 Stück Keſſel beträgt 662 qm. Die Roſtfläche iſt = 20,38 qm, jedoch wurde die Größe derſelben in verſchiedenen Betriebswochen durch Uebermauern verändert, um dadurch Anhaltspunkte für den Betrieb zu erhalten. Die Konſtruktion der Treppenroſt-Gewölbe iſt nicht diejenige, welche durch viele Verſuche vom Dampfkeſſel-Verein als die zweckmäßigſte herausgefunden wurde. Während man jetzt allgemein das gedrückte Gewölbe, d. h. dasjenige, bei welchem das Gewölbe bis zur halben Roſtlänge faſt parallel zum Roſt liegt, als das günſtigſte erkannt hat, ſind die Gewölbe hier mehr horizontal gelegt.

In folgender Tabelle ſind die Verſuchszahlen von 4 Betriebswochen zuſammengeſtellt:

Betriebs-Woche	Verarbeitete Rüben-Menge in 24 Stunden Zentner	1 kg. Kohle verdampft Wasser kg.	1 qm Heizfläche verdampft Wasser in 1 Stunde kg.	1 qm Rostfläche verbrennt Kohlen in 1 Stunde kg.	Im Betriebe sind ? Kessel mit Heizfläche qm	Im Betriebe sind Rostfläche qm	Temperatur des Speisewassers ° Celsius	1 Ztr. Rüben gebraucht Dampf kg.	1 Ztr. Rüben gebraucht Kohle kg.	Durchschnittlich. Gehalt an Kohlensäure in den Flammrohren aus 71 Analisen. %	Temperatur der abziehenden Schornsteingase ° Celsius	Geschwindigkeit der Feuergase entspricht dem Drucke einer Wassersäule mm
3	5143	3,00	27,45	204,03	9 Stück = 588	26,37	75	75,34	25,09	11,3	395	27
8	5714	2,97	29,07	222,86	9 Stück = 601	26,37	65,5	75,28	25,31		365	27
10	6029	2,50	25,84	250,03	10 Stück = 662	26,34	65,5	67,75	26,22		375	27
11	6571	2,95	29,29	235,51	10 Stück = 662	27,82	65,5	70,45	23,93		365	27

Aus dieſer Tabelle erſieht man, daß bei dem ſtärkſten Betriebe 1 qm Heizfläche 29,3 kg Waſſer verdampfen mußte, eine Menge, welche bei keinem zweckmäßigen Betriebe vorkommen ſollte, und welche als ein Zeichen von Ueberanſtregung angeſehen werden muß.

Durch die 71 Stück Analiſen iſt nachgewieſen, daß der Kohlenſäuregehalt der Gaſe in den Flammrohren ſehr verſchieden iſt und daß die Verbrennung ebenfalls großen Schwankungen unterworfen war. Es wurde ein durchſchnitlicher Kohlenſäuregehalt von 11,3% ermittelt, ſo daß die Feuerung mit dem 1,7fachen der theoretiſch erforderlichen Luftmenge arbeitet, was entſchieden zu viel iſt.

Der Grund hierfür iſt in der Konſtruktion der Feuerungsanlage zu ſuchen. Vergleicht man die Reſultate aus der dritten, achten, zehnten und elften Betriebswoche, ſo findet man, daß in der zehnten Woche allerdings das geringſte Dampfquantum für einen Zentner Rüben gebraucht worden iſt und daß die Folge auch eine Verringerung des Kohlenmenge ſein müßte.

Dies trifft aber nicht zu, ſondern im Gegentheil, der Kohlenverbrauch iſt gegenüber der achten Woche von 25,31 auf 26,22 kg für einen Zentner Rüben geſtiegen. In der zehnten Woche ſind vier Roſte auf $^3/_4$ ihrer früheren Größe verkleinert und die betriebenen Heizflächen der Keſſel durch Inbetriebnahme des zehnten Keſſels vermehrt worden, der Verdampfungs-Effekt aber gefallen!

1 qm Roſtfläche gebraucht in einer Stunde 250 kg Kohlen, was offenbar für die Feuerungsanlage zu viel iſt. Die Temperatur der Feuergaſe ſtieg in der zehnten gegenüber der achten Woche um 10°, ein Beweis dafür, daß die verkleinerten vier Roſtflächen auf Koſten der ſechs anderen Keſſel gearbeitet hatten. Die geringere Dampferzeugung von 25,84 kg gegen 29,07 kg auf 1 qm Heizfläche und eine Stunde entſpricht dem geringeren Dampfverbrauch von 67,75 kg gegen 70—75 kg auf einen Zentner Rüben und rührt davon her, daß die geſammte Heizfläche um einen Keſſel = 61 qm vermehrt wurde. In Folge deſſen trat eine etwas ruhigere und langſamere Verdampfung ein.

In der elften Woche wurden die Roſte wieder auf die urſprüngliche Größe gebracht und ſofort wurde eine beſſere Verdampfung bemerkbar.

Eine Verbeſſerung dieſer Anlange iſt dadurch möglich, daß

1. zwei Keſſel von gleicher Größe wie die bisherigen beſchafft und
2. die Gewölbe der Treppenroſte zweckentſprechend geändert werden, ſowie
3. der Bau eines zweiten Schornſteins vorgenommen wird.

Durch Anlage von zwei weiteren Kesseln, sowie durch zweckmäßige Aenderung der Gewölbe erreicht man, daß die Kohlenschicht bei allen Kesseln höher gehalten werden kann und daß dann nur das untere Drittel der Rostfläche brennt, während der obere Rosttheil mit einer dicken Kohlenschicht angefüllt ist. Bei dem jetzigen nicht gedrückten Gewölbe brennt die ganze Rostfläche und nicht, wie es sein soll, der untere Theil.

Es tritt also jetzt der Fall ein, daß der ganze Rost abwechselnd leer brennt und sich dann mit einem Male der ganzen Länge nach beschickt. Wenn aber die ganze Rostfläche brennt, so geht die Haupteigenschaft der Treppenroste verloren, da, wie schon oben gesagt, der Hauptvortheil dieser Roste in der Stetigkeit der Beschickung und Verbrennung liegt.

Natürlich wird auch ein Treppenrost mit gedrücktem Gewölbe dem zugehörigen Kessel weniger Dampf geben, so daß hieraus die Nothwendigkeit eintritt, noch zwei weitere Kessel aufzustellen. Dafür ist aber auch der Vortheil besserer Brennmaterialien-Ausnutzung nicht hoch genug anzuschlagen und während bisher mit 1 kg Braunkohlen 2,8—2,9 kg und weniger Wasser verdampft worden sind, wird nach den vorgeschlagenen Veränderungen leicht eine 3,1—3,2fache Verdampfung zu erzielen sein.

Wenn vorhin gesagt wurde, daß die Kohlenschicht durchweg stärker zu halten ist, so ist damit gemeint, daß bei genügendem Schornsteinzug und dickerer Kohlenlage auf dem Rost die Verbrennung eine bessere sein wird, da durch viele Versuche erwiesen ist, daß noch eine 1,3fache Luftzufuhr eine äußerst günstige Wirkung ergiebt.

Wohlverstanden handelt es sich nicht lediglich um die Erzielung einer geringeren Luftzufuhr, da hiermit auch wieder eine verringerte Dampferzeugung verbunden wäre, sondern vielmehr um eine solche bei dickerer Kohlenschicht und starkem Zuge. Aus diesem Grunde wird auch die Anlage eines zweiten Schornsteins erforderlich.

VI. Die Dampfkessel und ihre Aufstellung.

Allgemeines.

Als Dampfkessel haben wir ein allseitig geschlossenes, metallenes Gefäß bezeichnet, in welchem durch äußere Wärmezuführung Wasser in Dampf von einer Spannung verwandelt wird, welche im Allgemeinen den Atmosphärendruck bedeutend übersteigt. Der erzeugte Dampf soll in der Regel trocken und gesättigt sein und zu seiner Entwickelung möglichst wenig Brennstoff verbrauchen.

Der ganze Hohlraum eines Kessels zerfällt in zwei Theile, von welchen

der untere, stets mit Wasser angefüllte, der Wasserraum, und der andere, mit Dampf erfüllte, der Dampfraum genannt wird.

Der Theil der Kesselwand, welcher die Bestimmung hat, Wärme aufzunehmen und ins Innere zu übertragen, wird Heizfläche genannt. Die Leistungsfähigkeit eines Dampfkessels hängt wesentlich von der Größe und der Beschaffenheit der Heizfläche ab.

Nicht jede beliebige Form ist für einen Dampfkessel gleich gut; käme nur die Festigkeit, d. h. die Widerstandsfähigkeit gegen inneren und äußeren Druck in Betracht, so würde die Kugelform die beste sein. Aus praktischen Gründen jedoch ist dieselbe für Dampfkessel unbrauchbar.

Auch die Zylinderform ist eine sehr widerstandsfähige, und da dieselbe leicht genau und in gleichmäßiger Wandstärke herzustellen, auch in beliebigen Längen und Weiten auszuführen ist, so haben die meisten Dampfkessel zylindrische Grundform, oder sind aus einzelnen Zylindern zusammengesetzt. Für die Endflächen der Zylinder ist die Form von Kugelabschnitten zwar die beste, doch kommen aus praktischen Gründen noch öfter ebene Platten zur Anwendung. Die Materialien, aus welchen Dampfkessel gebaut werden, können zweckmäßiger Weise nur Metalle sein und von diesen wieder kommen nur Eisen, Stahl und Kupfer in Frage, da nur diese neben guter Wärmeleitungsfähigkeit auch bei höheren Temperaturen genügende Festigkeit besitzen und dabei nicht zu theuer sind.

Auch die mechanischen oder chemischen Beimengungen des zur Dampferzeugung dienenden Wassers sind nicht gleichgültig, und manche sonst recht zweckmäßige Kesselkonstruktion wird unbrauchbar, falls das Wasser viel Schlamm und Kesselstein absetzt.

Als Kesselwände können nur verhältnißmäßig dünne Platten dienen.

Betrachten wir einen Theil der Wand eines Dampfkessels, der innen von Wasser benetzt, und außen durch Feuer erhitzt wird, so ist zunächst klar, daß die Innenfläche eine bedeutend niedrigere Temperatur haben muß, als die Außenfläche. Dadurch strebt das Stück der Wand eine dieser ungleichen Erwärmung entsprechende Ausdehnung anzunehmen, wird daran aber durch seinen Zusammenhang mit den benachbarten Theilen gewaltsam gehindert. Die Folge davon ist das Auftreten von Spannungen, die bei jedem Temperaturwechsel (beim Anheizen und Kaltlegen des Kessels) sich ändern und um so gefährlicher werden müssen, je größer die Temperaturunterschiede zwischen Außen- und Innenfläche, je dicker die Wandung ist und je häufiger ein solcher Wechsel eintritt.

Die Temperaturunterschiede von Außen- und Innenwand bei einem Dampfkessel sind abhängig von der Hitze, welche durch die Feuerung erzeugt

wird, und von der Temperatur des Speisewassers. Hieran kann demnach im Allgemeinen nicht viel geändert werden, nur wird es sofort einleuchten, daß es für die Haltbarkeit des Kessels sehr wichtig ist, das Speisewasser erst dann mit der Kesselwand in Berührung treten zu lassen, nachdem es möglichst hoch vorgewärmt ist, weil dadurch der Temperaturunterschied verringert, also die nachtheilige Wirkung vermindert wird.

Um aber eine möglichst hohe ökonomische Ausnutzung der Feuerung zu erzielen, muß die Temperatur der Heizgase so hoch wie möglich sein, um so mehr, als eine solche auch am sichersten eine vollkommene Verbrennung der Kohlen gewährleistet und die Belästigung durch Rauch und Ruß beseitigt. Recht heiße Heizgase aber sind auch vortheilhafter, als minder heiße, weil die Wärme-Uebertragung von einem Körper auf einen andern nur in einem gegenseitigen Ausgleich ihre Temperaturen besteht, der um so energischer vor sich geht, je größer der Unterschied ihrer Wärmezustände ist.

Lediglich vom Fabrikbetriebe dagegen hängt die Häufigkeit des Kessel-Anheizens und -Kaltlegens ab, und deshalb kann auch hierin wenig geändert werden.

Damit die Wärmeübertragung nicht gehindert oder beeinträchtigt werde, sollen die Kesselwandungen möglichst rein, d. h. nicht von schlechten Wärmeleitern belegt oder überzogen sein, wie es Ruß und Asche einerseits, Schlamm und Kesselstein sowie Luft und Dampfblasen andrerseits sind. Um dieser Forderung zu genügen, müssen die Brennmaterialien bereits möglichst vollkommen verbrannt sein, bevor die Heizgase die Kesselwände berühren; auch müssen die Feuerzüge so geführt werden, daß die von dem Strome der Heizgase mitgerissene Asche sich nicht auf der Kesselwand ablagern und anhäufen kann. Da letzteres aber nicht immer vollkommen zu erreichen ist, so muß dafür gesorgt werden, daß die Flugasche jederzeit leicht und vollständig von solchen Stellen entfernt werden kann.

Die Speisung des Kessels muß mit möglichst reinem Wasser geschehen, damit nicht Schlamm und Kesselstein die Wände im Innern überziehe. Diese Forderung kann recht gut erfüllt werden, da es Mittel und Wege giebt, das Wasser vor seinem Eintritt in den Kessel, von den Kesselstein bildenden Bestandtheilen zu befreien, und somit nur reines Wasser zur Verdampfung gelangen zu lassen. Unter allen Umständen muß die Bauart des Kessels und die Anordnung der Feuerung wie der Feuerzüge so eingerichtet sein, daß sich Schlamm und Kesselstein nicht an stark erhitzten Stellen ablagern kann.

Weil auch Luft und Dampf sehr schlechte Wärmeleiter sind, so muß endlich die Kesselkonstruktion so beschaffen sein, daß die an der Kesselwand

entſtehenden und ſich dort anhängenden Luft- und Dampfblaſen ſo ſchnell wie möglich abgelöſt und nach dem Dampfraume fortgeführt werden, was am beſten und wirkſamſten durch eine lebhafte, nach oben gerichtete Waſſerſtrömung längs der Keſſelwände erreicht wird.

Die Keſſel müſſen ſo konſtruirt ſein, daß nicht der durch die Erwärmung bedingten Ausdehnung der einzelnen Theile durch Zwängungen irgend einer Art Gewalt angethan wird, da hierdurch die baldige Zerſtörung ſehr gefördert werden könnte.

Nach dieſen allgemeinen Vorbemerkungen gehen wir zur näheren Erläuterung der Theile und Einrichtungen der Dampfkeſſel über.

A. Waſſer-, Dampf- und Speiſeraum.

Der in einem Dampfkeſſel erzeugte Dampf wird entweder zum Betriebe von Maſchinen, oder zu Koch- und Heizzwecken benutzt. Die Art der Verwendung bringt es mit ſich, daß der Dampfverbrauch entweder ein regelmäßiger, oder ein unregelmäßiger iſt. Werden dem Keſſel zu gewiſſen Zeiten größere, zu anderen wieder kleinere Mengen von Dampf entnommen ſo muß auch die Dampfentwickelung eine wechſelnde ſein.

Die zur Dampferzeugung dienende Feuerung aber kann nicht, wie die Dampfentnahme dem augenblicklichen Bedürfniſſe entſprechend, jederzeit an- oder abgeſtellt werden, ſondern geſtattet höchſtens allmälige Uebergänge von einer lebhaften zu einer trägen Verbrennung und umgekehrt, ſo daß hierdurch eine mit dem jedesmaligen Dampfverbrauche vollkommen übereinſtimmende Dampferzeugung nicht erreichbar iſt.

Zur Ausgleichung des Unterſchiedes zwiſchen Wärmeentwickelung und Dampfverbrauch benutzt man die in der Waſſermaſſe des Dampfkeſſels aufgeſpeicherte Wärmemenge. Zu dieſem Behufe muß der Waſſerraum des Keſſels eine entſprechende Größe erhalten. Iſt der Dampfverbrauch ein näherungsweiſe gleichbleibender, wie es der Fall iſt, wenn der Dampf nur zum Betriebe einer immer gleichmäßig belaſteten Dampfmaſchine dient, ſo braucht der Waſſerraum nicht beſonders groß zu ſein.

Schwankt dagegen der Dampfverbrauch bedeutend, ſo muß der Waſſerraum möglichſt groß bemeſſen werden.

Schon bei geringer Druckverminderung infolge zu ſtarker Dampfentnahme verwandelt ſich ein Theil des Waſſers in Dampf von der Spannung die nun im Keſſel herrſcht. Nimmt hierauf der Dampfverbrauch wieder ab, oder hört er für einige Zeit ganz auf, ſo wird durch die Wärme, welche die Feuerung dem Keſſel ohne Unterbrechung zuführt, die Temperatur des Waſſers und auch die Dampfſpannung wieder ſteigen und ſich im Keſſelwaſſer eine

Menge von Wärme aufſpeichern, welche einen darauf folgenden reichlicheren Dampfverbrauch abermals zu decken im Stande iſt.

Dieſer Ausgleich kann noch durch ein Mittel erleichtert werden, deſſen ſich ein umſichtiger Heizer nur richtig zu bedienen braucht, um trotz eines ſehr wechſelnden Dampfverbrauches eine nahezu gleichbleibende Dampfſpannung im Keſſel zu erhalten. In der Regel geſchieht nämlich die Speiſung, d. i. die Verſorgung des Keſſels mit dem zur Verdampfung nöthigen Waſſer nicht ununterbrochen, ſondern mit Zwiſchenpauſen. Daraus ergiebt ſich, daß der Waſſerſtand im Keſſel nicht immer derſelbe bleibt, ſondern bald ein höherer, bald ein niedriger ſein wird.

Erfolgt nun die Keſſelſpeiſung in der Zeit, wo nur ein geringer, oder gar kein Dampfverbrauch ſtattfindet, ſo wird ein beträchtlicher Theil der Wärme, welche die Feuerung dem Keſſel zuführt, zur Erwärmung des Speiſewaſſers bis auf die Temperatur des Keſſelinhalts verbraucht, und es kann die Dampfſpannung im Keſſel nicht ſo ſchnell ſteigen, wie es ohne Speiſung geſchehen müßte. Zugleich wird durch eine reichliche Zufuhr von Waſſer der Wärmeinhalt des Keſſels erhöht.

Den Raum-Unterſchied, den der Waſſerraum eines Keſſels bei dem niedrigſten verglichen mit dem höchſten Waſſerſtande zeigt, wird der Speiſeraum eines Keſſels genannt, und dieſer iſt daher bei ſehr ungleichem Dampfverbrauche ebenfalls groß zu wählen.

Aehnlich wie der Waſſerraum, bildet auch der Dampfraum eines Dampfkeſſels eine Vorrathskammer für den Dampfverbrauch; nur hat derſelbe nicht eine ebenſo große Bedeutung wie der erſtere, weil in demſelben nur eine verhältnißmäßig kleine Wärmemenge aufgeſpeichert iſt, wie wir bald zeigen werden.

Der Vortheil eines großen Dampfraumes iſt nicht ſowohl darin zu ſuchen, daß er einen großen Vorrath von Dampf aufnehmen kann, ſondern er beſteht vielmehr darin, daß er es verhindert, daß der Dampf viel Waſſer mit ſich fortreißt.

Wird Dampf aus einem kleinen Dampfraume in oft wechſelnden Mengen entnommen, wodurch fortwährende Schwankungen in dem Drucke entſtehen, ſo reißt der aus dem Innern des Waſſers bei einer Druckverminderung ſich plötzlich frei machende Dampf eine bedeutende Menge kleiner, ihn umhüllenden Waſſerbläschen bis über den Waſſerſpiegel des Keſſels empor. Man kann annehmen, daß jede den Waſſerſpiegel durchbrechende Dampfblaſe eine Waſſerhülle mit in den Dampfraum treibt.

In einem großen Dampfraume kann ſich das Waſſer leicht wieder von dem Dampf trennen, indem die Waſſerhüllen zerplatzen und in Folge ihres

größeren ſpezifiſchen Gewichts in das Waſſer zurückfallen, während der Dampf den Keſſel trocken verläßt. Iſt der Dampfraum jedoch klein, die Geſchwindigkeit der Dampfentnahme aber groß, ſo werden die in dem Dampfſtrome ſchwebenden Waſſerbläschen von dem Dampfe mit fortgeriſſen und machen den Dampf naß.

Hierbei geht ſtets die Wärme verloren, welche das Waſſer gebrauchte, um ſich bis zur Keſſeltemperatur zu erwärmen, weil es dem Keſſel durch das Speiſewaſſer wieder erſetzt werden muß, ohne daß es, wie Dampf, Wärme abzugeben im Stande iſt.

Um den Dampf möglichſt trocken zu dem Orte des Gebrauchs gelangen zu laſſen, iſt demnach ein großer Dampfraum wünſchenswerth; außerdem pflegt man den Dampf in möglichſt großer Entfernung von dem Waſſerſpiegel zu entnehmen und ihn durch Scheidewände u. ſ. w. zu mehrfachen Richtungsänderungen zu zwingen, damit die Waſſerbläschen und Waſſertröpfchen gegen die Wände geſchleudert werden, an denen ſie dann herabrinnen und ins Waſſer zurückfließen können. Vortheilhaft für die Gewinnung trockenen Dampfes iſt auch ein großer Waſſerſpiegel im Keſſel; bei einem ſolchen kann ſich die Dampfentwickelung auf eine große Fläche vertheilen und wird ſich dann nicht ſo ſtürmiſch geſtalten, wie bei einem ſehr kleinen Waſſerſpiegel, bei welche mein ſtarkes Aufſchäumen ſtattfindet, und das emporgeriſſene Waſſer im ganzen Dampfraume umher geſchleudert wird.

Um nun den ungleich höheren Werth nachzuweiſen, den ein großer Waſſerraum gegenüber einem großen Dampfraum beſitzt, wollen wir annehmen, daß ſich in einem Keſſel Dampf von einer Spannung von 5 Atmoſphären (Ueberdruck) befinde. Dann ſteckt in einem Kubikmeter Dampf eine Wärmemenge, die ſich wie folgt leicht berechnen läßt: Das ſpez. Gewicht des Dampfes (mit Waſſer verglichen) iſt = 0,003263, und 1 Kilogramm ſolchen Dampfes erfordert zu ſeiner Entſtehung aus Waſſer von 0^0 655 W. E. Die in 1 Kubikmeter enthaltene Wärme beträgt demnach: 1000.0,003263.655 = 2137 W. E.

In einem Kubikmeter Waſſer in dieſem Keſſel, mit einer Temperatur von 159,2° C. ſtecken demnach: 1000 . 159,2 = 159200 W. E. alſo iſt in dem Waſſer $\frac{159200}{2137}$ = 74,4 mal ſoviel Wärme aufgeſpeichert als in dem Dampfe, der denſelben Raum einnimmt.

Bei einer Dampfſpannung = 3 Atmoſphären Ueberdruck iſt in dem Waſſer 99 mal ſo viel Wärme enthalten als in dem Dampfe, der denſelben Raum einnimmt.

Würde nun z. B. durch einen reichlichen Dampfverbrauch die Dampfspannung plötzlich von 5 Atmosphären auf 3 Atmosphären ermäßigt, sinkt also die Temperatur von 159° auf 144°, so werden aus jedem Kilogramm Wasser 159—144 = 15 W. E. frei, und da in einem Kubikmeter Dampf von 3 Atmosphären 1450 W. E. enthalten sind, das Wasser aber schon eine Temperatur von 144° besitzt, so kann 1 Kubikmeter Wasser $\frac{1000 \times 15}{1450-144} = \frac{15000}{1306} = 11{,}48$ Kubikmeter Dampf von 3 Atmosphären Druck entwickeln; oder, da jedes Kilogramm Wasser 15 W. E. abgeben kann, und zur Erzeugung von 1 Kilogramm Dampf von 3 Atmosphären Spannung aus Wasser von 144° nach 506 W. E. erforderlich sind, so erzeugt jedes Kilogramm Wasser $\frac{15}{506} = \frac{1}{34}$ Kilogramm Dampf, d. h. mit andern Worten: es wird durch plötzliche Druckverminderung von 5 auf 3 Atmosphären der 34ste Theil des ganzen Kesselwassers in Dampf von 3 Atmosphären Spannung verwandelt.

Während ein großer Dampfraum in einem Kessel keinen andern Nachtheil hat, als daß er den Kessel im Verhältnisse der Größe vertheuert und die Wärmeverluste durch Strahlung erhöht, so kann ein großer Wasserraum nachtheilig werden, sobald der Betrieb öfter auf längere Zeit unterbrochen wird; denn im Wasser aufgespeicherte Wärme geht vollständig verloren, wenn der Kessel so lange in Stillstand versetzt wird, daß er vollkommen erkaltet.

Deshalb eignet sich ein großer Wasserraum nicht für einen Betrieb mit häufigen Unterbrechungen, welche eine Erkaltung des Kessels herbeiführen. Ebenso eignet er sich aber auch dann nicht, wenn die Zeitdauer des Anheizens möglichst kurz sein soll, denn eine große Wassermasse erfordert selbstverständlich eine längere Zeit, um bis auf eine gewisse Temperatur erwärmt zu werden, als eine kleine.

B. Heizfläche der Kessel.

Von der Größe und Beschaffenheit der Heizfläche (s. S. 161) hängt hauptsächlich die Leistungsfähigkeit eines Kessels ab.

Die Wärmemittheilung an den Kessel erfolgt theils durch Strahlung gegen die Kesselwand, theils durch Berührung der Heizgase mit derselben.

Die Wärmeübertragung durch Strahlung seitens des glühenden Brennstoffs und der Flamme ist am wirksamsten, weil hier die Hitze am höchsten, die Temperaturunterschiede demnach am größten sind, doch kann, wenn überhaupt, immer nur ein verhältnißmäßig kleiner Theil der Kesselwand von der strahlenden Wärme getroffen werden; die größte Wärme-

menge wird derſelben immer von den Heizgaſen, und zwar durch Berührung zugeführt. Allerdings wird bisweilen auch noch ſtrahlende Wärme, welche von andern Körpern ausgeht, auf den Keſſel übertragen, z. B. wenn die Feuerzüge theilweiſe aus, durch die Heizgaſe ſtark erhitztem Mauerwerk beſtehen.

Die von der Keſſelaußenfläche aufgenommene Wärme gelangt durch Leitung durch das Keſſelblech hindurch nach der Innenfläche des Keſſels, und hier erfolgt die Wärmeüberführung nur durch die Berührung mit dem Waſſer; die Berührung der heißen Keſſelwand mit dem Dampfe im Innern des Keſſels wird im Allgemeinen nicht beabſichtigt, da ſie faſt werthlos, oft ſogar ſchädlich iſt.

Nach § 2 der für das Deutſche Reich gültigen allgemeinen polizeilichen Beſtimmungen über die Anlegung von Dampfkeſſeln vom 29. Mai 1871 wird folgendes beſtimmt:

> „Die um oder durch einen Dampfkeſſel gehenden Feuerzüge müſſen an ihrer höchſten Stelle in einem Abſtande von mindeſtens 10 Zentimetern unter dem feſtgeſetzten niedrigſten Waſſerſpiegel des Keſſels liegen. Bei Dampfſchiffskeſſeln von 1 bis 2 Meter Breite muß der Abſtand mindeſtens 15 cm, bei ſolchen von größerer Breite mindeſtens 25 cm betragen.
>
> Dieſe Beſtimmungen finden keine Anwendung auf Dampfkeſſel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite beſtehen, ſowie auf ſolche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampfraume in Berührung ſtehenden Theiles der Wandungen nicht zu befürchten iſt. Die Gefahr des Erglühens iſt in der Regel als ausgeſchloſſen zu betrachten, wenn die vom Waſſer beſpülte Keſſelfläche, welche von dem Feuer vor Erreichung der vom Dampfe beſpülten Keſſelfläche beſtrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindeſtens 20 mal, bei künſtlichem Luftzuge mindeſtens 40 mal ſo groß iſt, als die Fläche des Feuerroſtes.“

Um die in der Feuerung erzeugte Wärme ſo viel wie möglich auszunutzen, muß die Heizfläche ſo groß wie möglich gemacht werden. Während jedoch zu Anfang des Feuerzuges in der Nähe der Feuerung, wo der Temperaturunterſchied zwiſchen den Heizgaſen und der Keſſelwand groß iſt, die Wärmeübertragung auch eine kräftige iſt, nimmt ſie nach und nach ab, und zwar in dem Maaße wie die Temperatur der Gaſe abnimmt, ſo daß die letzten Theile der Heizfläche nur noch geringe Wirkung haben.

Hieraus geht nun hervor, daß es Heizflächen von ſehr verſchiedener Wirkſamkeit giebt, und daß die Leiſtungsfähigkeit eines Dampfkeſſels nicht genau bezeichnet wird, wenn man nur die Größe ſeiner Heizfläche angiebt.

Eine Heizfläche ist dann von guter Beschaffenheit, wenn sie gebildet wird von fehlerfreiem Blech ohne schiefrige oder unganze Stellen, welches auch innen und außen frei von jeder Belegung durch schlechte Wärmeleiter, wie Rost, Ruß, Asche, Schlamm und Kesselstein u. s. w. ist.

Von guter Wirkung aber ist die Heizfläche, wenn sie vermöge ihrer Lage viel Wärme aufnehmen und dieselbe an das Wasser ungehindert abgeben kann. Zu dem Zwecke muß der Temperaturunterschied zwischen der außen herrschenden und der Wasserwärme möglichst groß sein. Erstere hängt von der Wirksamkeit des Feuers und von der Lage der Kesselwand zu demselben ab. Die Temperatur des Wasser aber wird dann dauernd am niedrigsten sein, wenn die Theilchen desselben in ununterbrochener Bewegung sind und nicht ruhen; denn da das Wasser ein sehr schlechter Wärmeleiter ist, so kann die Wärmemittheilung nur dann eine gute sein, wenn die bereits erwärmten Wassertheilchen so rasch wie möglich sich von der Kesselwand entfernen und neu zuströmenden kälteren Platz machen, die sich, nach geschehener Wärmeaufnahme wieder rasch zu entfernen haben u. s. f. kurz, es wird die Heizfläche um so wirksamer sein, je lebhafter sich die Wasserbewegung an derselben vollzieht.

Am meisten wird die Wirksamkeit der Heizfläche gelähmt und beeinträchtigt durch Belegung derselben mit schlechten Wärmeleitern, und solche von derselben fern zu halten, ist ein Haupterforderniß, wenn man eine gute Verdampfung erreichen will. Wenn man daher nicht sehr gutes Speisewasser zur Verfügung hat, muß man, wie schon erwähnt, dasselbe entweder vor seiner Verwendung einem der bekannten Reinigungsverfahren, von welchen später ausführlich die Rede sein wird, unterwerfen, oder die Feuerzüge so anordnen, daß sich Schlamm und Kesselstein nicht dort absetzen können, wo der Kessel der stärksten Hitze ausgesetzt ist. Manche Kessel mit geringer Wasserströmung begünstigen die Ansammlung von Schlamm und Kesselstein gerade an solchen Stellen, wo eine kräftige Verdampfung stattfindet. Da dort auch am meisten Dampf aufsteigt, strömt von allen Seiten das Wasser nach solchen Stellen, wo das verdampfte zu ersetzen ist. Durch dasselbe werden dann abgelöste Kesselsteinsplitter mit dorthin bewegt, die mit dem Schlamm oft dicke Kuchen bilden, damit zusammenbacken und eine Benetzung der Heizfläche mit dem Kesselwasser schließlich ganz aufheben und dadurch die Wärmeüberführung auf das Wasser unmöglich machen. Das Kesselblech kommt dann an solchen Stellen zum Glühen, und dies führt zu rascher Zerstörung des Materials, wenn nicht zu einer Explosion.

Die Wirksamkeit der Heizfläche beurtheilt man nach der Menge Wasser, welche sie für die Stunde und Flächeneinheit in Dampf verwandelt.

Die größte Leiſtungsfähigkeit hat eine dünnwandige beiderſeits ſehr reine Heizfläche, welche direkt dem Feuer ausgeſetzt iſt. Eine ſolche verdampft in einer Stunde 65 bis 70 Kilogramm Waſſer auf ein Quadratmeter. Hierbei wird allerdings die Wärme des Feuers nur zu einem geringen Theile ausgenutzt.

Will man auf einem Quadratmeter der Heizfläche 70 Kilogramm Waſſer zur Verdampfung bringen, ſo muß man auch etwa 70 Kilogramm Kohlen verbrennen, während bei guter Wärmeausnutzung mit einem Kilogramm Kohlen je nach ihrem Heizwerthe 6 bis 10 Kilogramm Waſſer verdampft werden können. Je länger man die Heizgaſe mit der Keſſelwand in Berührung läßt, deſto mehr Wärme kann die Heizfläche den Gaſen entziehen, oder was daſſelbe bedeutet, deſto mehr kühlen ſich die letzteren ab. Dies kann und darf nun allerdings nur bis zu einem gewiſſen Grade geſchehen, weil die Heizgaſe eine gewiſſe Temperatur behalten müſſen, um den nöthigen Zug im Schornſteine zu erzeugen und weil die Wärmeübertragung an die Heizfläche aufhört, wenn die Heizgaſe bis zur Temperatur der Keſſelwand gekühlt ſind, welche von der Dampfſpannung im Keſſel abhängt. Die Temperatur des Keſſelinhalts bei ſechs Atmoſphären Ueberdruck iſt z. B. 165^0, bei 10 Atmoſphären $184{,}5^0$ und daraus folgt, daß ſich die Heizgaſe überhaupt nur bis etwa auf 200^0 abkühlen können.

Hieraus folgt nun, daß man mit einer gegebenen Heizfläche eine ſtarke Verdampfung nur erreichen kann, wenn man die Wärme der Feuerung wenig ausnutzt, und daß man bei recht weitgehender Wärmeausnutzung nur auf eine geringe Verdampfung rechnen kann. Dies heißt alſo auch: Will man auf der Flächeneinheit der Heizfläche viel Waſſer in Dampf verwandeln, ſo wird der erzeugte Dampf theuer; fordert man wenig Dampf von der Heizfläche, ſo wird derſelbe billig zu erhalten ſein.

Im erſten Falle muß man ein ſehr lebhaftes Feuer mit ſtarkem Zuge unterhalten und ſagt, man ſtrenge den Keſſel an; unterhält man andrerſeits bei ſchwachem Zuge nur ein mäßiges Feuer, ſo ſchont man den Keſſel.

Man kann rechnen, daß bei feſtſtehenden Keſſeln auf Stunde und Quadratmeter im Durchſchnitt 10 bis 30 Kilogramm Waſſer verdampft werden, erſteres bei beſter Wärmeausnutzung und ſehr geſchontem Keſſel, letzteres bei ziemlich guter Wärmeausnutzung aber angeſtrengtem Keſſel.

C. Material für Dampfkeſſel.

Das beſte Material für den Bau von Dampfkeſſeln iſt unſtreitig Kupfer, das nicht nur eine bedeutendere Reinheit, ſondern auch eine Wärmeleitungsfähigkeit beſitzt, welche mehr als doppelt ſo groß iſt, als die des

Eisens. Außerdem wird das Eisen von dem Kupfer weit übertroffen durch Geschmeidigkeit, Fügsamkeit und Gleichmäßigkeit des Gefüges, welche Eigenschaften das Kupfer zur Herstellung sowohl dick- als dünnwandiger Gefäße, welche so wie die Dampfkessel in erster Linie dicht sein müssen, weit geeigneter machen, als das Eisen, auch rostet es nicht, verbrennt nicht so leicht u. s. w.

Die Festigkeit des Kupfers ist zwar geringer als die des Eisens, doch wird dieser Mangel durch die anderweiten guten Eigenschaften des Kupfers reichlich aufgewogen. Nur der hohe Preis des Kupfers ist der hindernde Umstand, daß man Dampfkessel nicht ausschließlich aus Kupfer herstellt, sondern dieses vorzügliche Material nur da verwendet, wo es durch ein anderes kaum zu ersetzen ist.

Wegen seiner bedeutenden Geschmeidigkeit bei allen Temperaturen läßt es sich leicht strecken, treiben, biegen und verstemmen und ermöglicht deshalb leicht die Herstellung dichter Fugen, so daß man das Kupfer nicht selten als Dichtungsmittel anwendet, wo sonst kein anderes Material genügt oder aushält. Als Hauptmaterial für den Kesselbau dient das Schmiedeeisen, und zwar hauptsächlich in Form von gewalzten Platten aus Puddeleisen oder allgemein Schweißeisen.

In neuerer Zeit fängt man auch an, Kessel aus recht weichem, dehnbaren Flußeisen zu bauen, welches dem gewöhnlichen Schweißeisen gegenüber den Vorzug größerer Reinheit und Gleichmäßigkeit besitzt. Dasselbe, auch Homogeneisen genannt, hat in Folge seiner Herstellungsweise durch den Beßemer-Prozeß oder Martinprozeß, bei dem die ganze Masse in Fluß gelangt, ein sehr gleichmäßiges Gefüge, ist ganz schlackenfrei und besitzt eine größere Festigkeit als das gefrischte oder gepuddelte Eisen. Das Flußeisen verlangt aber eine vorsichtigere Behandlung; so sollen z. B. die Nietlöcher gebohrt und nicht, wie es sonst geschieht, ausgestoßen werden, weil die Gefahr vorhanden, daß es beim Lochen auf Stoßmaschinen Risse bekommt; außerdem ist es weniger leicht zu schweißen und seine Bearbeitung im schwarzwarmen Zustande bietet größere Schwierigkeiten dar. Das Biegen und Nachrichten muß daher entweder im rothwarmen, oder im kalten Zustande vorgenommen, auch müssen die Blechtafeln sehr sorgfältig ausgeglüht werden.

Die Vorzüge des Gußstahls allem andern Eisenmaterial gegenüber, namentlich auch die außerordentliche Festigkeit des Gußstahlblechs hat schon lange die Gußstahlfabriken zu Versuchen bewogen, Gußstahlbleche zu Dampfkesseln zu verwenden, und es sind auch eine größere Zahl von Stahlkesseln angefertigt und in Betrieb gesetzt worden, doch scheinen ganz besondere Schwierigkeiten hinsichtlich der Bearbeitung u. s. w. die Ursache zu sein,

daß alle Anstrengungen, das Eisenblech durch Stahlblech als Kesselbaumaterial zu ersetzen, erfolglos geblieben sind.

An den wenigen Gußstahlkesseln, welche jetzt noch im Betriebe sind, finden sich stets Korrosionen der Außen- und Innennäthe.

In der Ingenieur- und Delegirten-Versammlung des Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine im Jahre 1881 sind Grundsätze für die Prüfung der Materialien zum Bau von Dampfkesseln vereinbart und angenommen worden, wonach in Zukunft, ohne Rücksicht auf die verschiedenen sonst gebräuchlichen Bezeichnungen, die folgenden drei Klassen von Kesselblechen unterschieden werden sollen:

1. Mantelplatten-Bleche
2. Börtel- und Kremp-Bleche
3. Feuerplatten-Bleche.

Für jede dieser 3 Gattungen ist eine bestimmte Zerreißfestigkeit und eine bestimmte Dehnung (in Prozenten der ursprünglichen Länge) vorgeschrieben, welche das Material bei dem Bruche zeigen muß. Beide Größen haben für die Walz- und für die Querrichtung verschiedene Werthe.

Die verlangte Zerreiß-Festigkeit ist im Allgemeinen kleiner für die Querrichtung als für die Walzrichtung, im Besonderen aber für die Mantelbleche am kleinsten und für die Feuerplatten-Bleche am größten, und beträgt 30 Kilogramm (für die Querfaser) bis 36 Kilogramm (für die Langfaser) pro Quadratmillimeter des Querschnitts. In gleicher Weise sind die geforderten Dehnungen, als Maaß für die Zähigkeit des Materials steigend, von 5 Prozent (für die Querfaser) bis 18 Prozent (für die Langfaser).

Außerdem müssen die Probestücke im warmen und im kalten Zustande sich um einen gewissen Winkel biegen lassen ohne zu brechen oder einzureißen und zwar im kirschrothwarmen Zustande um eine wenig gebrochene Kante, im kalten Zustande aber um einen Zilinder von 26 mm Durchmesser.

Dieser Winkel beträgt für den rothwarmen Zustand für Mantelbleche 80^0 für die Querfaser und 110^0 für die Langfaser; für Börtelbleche 120^0 und 150^0 und für Feuerplattenbleche 180^0.

Der Winkel für den kalten Zustand ist nicht nur verschieden für die Blecharten und für die Quer- und Langfaserrichtung, sondern auch für die Dicke der Bleche; so beträgt derselbe z. B.

für 6	mm	dicke	Mantel-Bleche	30^0	und 50^0,
„ 12	„	„	„	15^0	und 35^0,
„ 15	„	„	„	12^0	und 30^0,
„ 20	„	„	„	5^0	und 15^0,

für Börtelbleche schwankt der Winkel von 10^0 bis 80^0 und für Feuerplattenbleche von 30^0 bis 110^0.

Ebenso soll das bei der Kesselfabrikation verwendete Winkeleisen eine Zugfestigkeit von 36 Kilogr. auf das qmm und eine Dehnung von 16 % zeigen; bei der warmen Biegeprobe soll sich dasselbe flach schlagen lassen und beim kalten Aufbiegen der Schenkel um einen Winkel von 18^0 dürfen sich nur die Anfänge von Rissen zeigen.

Die Zugfestigkeit des Nieteisens soll 38 Kilogramm auf das qmm und die Dehnung 20 % betragen; bei der kalten Biegeprobe soll es gebogen und platt aufeinander geschlagen werden können, ohne zu brechen. — Ein Zilinder des Nieteisens, dessen Höhe doppelt so groß wie sein Durchmesser ist, soll im warmen Zustande bis auf $^1/_3$ seiner ursprünglichen Höhe zusammengestaucht, sich mit einem Durchschlagstempel von dem halben Nieteisen-Durchmesser ohne zu reißen, durchlochen lassen u. s. w.

Nächst dem Schmiedeeisen kommt auch wohl noch Gußeisen und Messingblech als Kesselbaumaterial, jedoch nur in sehr beschränktem Maaße zur Anwendung. Das Gußeisen ist für Dampfkessel ein ganz ungeeignetes Material, da seine Zugfestigkeit nur gering ist, und also große Wanddicken bedingen würde, welche in doppelter Hinsicht nachtheilig sind. Daher verwendet man Gußeisen nur zu Röhren, unbedeutenden Verbindungstheilen u. s. w.

Messing und Messingblech sind noch unzuverlässiger als Gußeisen und deshalb sieht man von seiner Verwendung, dünne Röhren ausgenommen, jetzt ganz ab.

Die bereits erwähnten für das Deutsche Reich geltendenden polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkessel sagen hierüber:

> „§ 1. Die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerröhren und der Siederöhren dürfen nicht aus Gußeisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei zilindrischer Gestalt 25 cm, bei Kugelgestalt 30 cm übersteigt.
>
> Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerröhren, deren lichte Weite 10 cm nicht übersteigt, gestattet."

D. Wandstärke der Kessel.

Da die zweckmäßigste Grundform aller Dampfkessel und Kesseltheile die Zilinderform ist, welche daher auch überall zur Anwendung kommt, so handelt es sich hier hauptsächlich nur um die Bestimmung der Wandstärken hohler Zilinder, welche entweder einem innern oder einem äußeren Drucke ausgesetzt sind. Die Wandung eines hohlen Zilinders aber besteht aus dem gekrümmten Mantel und aus den beiden Böden, welche zwar am besten

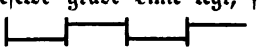
die Form von Kugelabschnitten erhalten, aber aus praktischen Rücksichten oft eben gestaltet werden.

Zilinder von größeren Weiten werden aus ebenen Blechtafeln, nachdem dieselben durch Aufrollen mittels der Biegewalzen in eine möglichst genau kreisrunde Form gebracht wurden, zu geschlossenen Ringen, sogenannten Stößen oder Schüssen zusammengenietet. Die Länge eines solchen offenen Schusses ist gleich der Breite einer Blechtafel, weil aus Festigkeitsrücksichten die Blechtafeln so gebogen werden müssen, daß die Walzrichtung des Blechs in den Umfang des herzustellenden Zilinders fällt, die Querfasern des Blechs also parallel mit der Zilinderachse liegen müssen.

Wenn irgend möglich, stellt man einen Schuß nur aus einer Blechtafel her, obwohl bei Ausführung sehr großer Kessel zu einem Schusse auch zwei bis drei Tafeln genommen werden müssen. Mehrere solcher Schüsse, je nach der geforderten Kessellänge, in einandergeschoben und zusammen genietet liefern dann, nachdem auch die offenen Enden durch die eingenieteten Böden verschlossen sind, einen einfachen Walzenkessel.

Da nun der Zusammenhang des Blechquerschnitts in einer Nietnaht durch die Nietlöcher unterbrochen, dort also die Festigkeit des Blechquerschnitts geschwächt wird, so muß für die Berechnung der Wandstärke eines Kessels der Grad dieser Schwächung in Rechnung gezogen werden. Mit Rücksicht hierauf muß die Blechdicke eines jeden, durch Vernietung aus einzelnen Platten gebildeten Kessels um 30 bis 44 Prozent größer sein, als wenn derselbe aus vollem ungeschwächten Blech, d. h. ohne Nietung hergestellt werden könnte. Hierdurch sowie auch noch durch die Verdoppelung des Bleches bei den Nietnähten und durch das Gewicht der Nietköpfe, die zu beiden Seiten über die Blechfläche hervorragen, wird das Gewicht des Kessels erheblich vergrößert und zwar in einem um so höheren Grade, aus je kleineren Tafeln der Kessel zusammengesetzt wird. Aus diesem Grunde pflegt man die Blechtafeln für die Kesselfabrikation möglichst groß anzufertigen auch hat man mit Erfolge versucht, die Nietung durch Schweißung zu ersetzen. Röhren mit zuverlässig geschweißten Längsnähten statt der Vernietungen werden in neuerer Zeit in bedeutendem Umfange verwendet, so namentlich zu Röhrenkesseln jeder Art.

Die Gefahr, daß ein hohler Zilinder durch inneren Druck der Länge nach, also parallel mit der Zilinderachse aufreiße, ist größer als die, daß er quer zur Achse zerreiße. Deshalb ist es zweckmäßig, bei der Herstellung von genieteten Röhren die Längsnähte doppelreihig zu nieten, weil die Festigkeit einer solchen Doppelnaht diejenige einer einfachen wegen der weit entfernt stehenden Nietlöcher um 14 bis 18 % übertrifft; für die Quernähte, welche

zur Verbindung der Schüsse untereinander erforderlich sind, genügt immer eine einfache Vernietung. Die Gefahr des Aufreißens der Kesselwand in der Längsrichtung wird auch dadurch vermindert, daß man die Längsnähter in den einzelnen Schüssen nicht in eine und dieselbe grade Linie legt, sondern sie treppenartig möglichst weitläufig versetzt. 

Für Kesselböden genügt dieselbe Blechstärke, wie für den Mantel, so bald dieselben kugelförmig gestaltet sind und zwar nach einer Kugel, deren Halbmesser gleich dem Durchmesser der zilindrischen Wand ist.

Werden die Kesselböden aber aus ebenen Platten hergestellt, so müssen sie eine größere Wanddicke erhalten. Solche werden, damit sie nicht zu schwer ausfallen, zweckmäßiger Weise verankert. Dies kann durch runde Ankerbolzen geschehen die einerseits an die Böden, anderseits an den zilindrischen Mantel angenietet sind. Meistens verwendet man jedoch als Anker dreieckige, ebene Zwickelplatten, die mittels Winkeleisen an Boden und Mantel in radialer Stellung angenietet werden.

Rohre, welche äußeren Druck auszuhalten haben, müssen bedeutend dickere Wandstärken erhalten, als solche von gleichem Durchmesser, die inneren Druck auszuhalten haben, weil sie auf Zerknicken beansprucht sind. Die Gefahr, zusammengedrückt zu werden, ist um so größer, je länger das Rohr ist, und um solche Rohre nicht allzu dickwandig machen zu müssen, werden dieselben durch außen angebrachte Versteifungsringe von L- oder T-Eisen, oder auch durch besondere Konstruktion der Röhren, z. B. Wellenform besonders versteift, wie bei den Flammrohrkesseln noch gezeigt werden soll.

Da nun das Kesselgesetz für das deutsche Reich jetzt nicht mehr wie früher, die Blechstärken für Kessel und Kesseltheile vorschreibt, sondern die zu verwendenden Abmessungen dem Ermessen des Kesselerbauers überläßt, so mögen hier die

Grundbedingungen und Formeln für die Berechnung der Blechstärken neuer Kessel

einen Platz finden, welche in der, am 6. und 7. Juli 1884 zu Brüssel stattgehabten Delegirten- und Ingenieur-Versammlung des Verbandes der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine vereinbart und zu dem Zwecke veröffentlicht worden sind, damit sich die Praxis derselben bedienen möge.

Allgemeines.

1. Der Berechnung von Blechstärken neuer Kessel ist mindestens eine fünffache Sicherheit an der schwächsten Stelle zu Grunde zu legen, wobei die Stärke der Nietnähte mit in Rechnung zu ziehen ist.

   Die Stärke der Nietenaht ist zu berechnen nach folgender Formel:

$$z = \frac{e - d}{e} \cdot 100$$

$$z_1 = \frac{f \cdot n \cdot x}{e\ \delta} \cdot 100$$

worin bedeuten:

δ = Blechstärke in Millimetern,
d = Durchmesser des Nietloches in mm,
e = Entfernung der Niete von Mitte zu Mitte in mm,
n = Anzahl der Nietreihen,
z = Anzahl der Prozente der Festigkeit des Blechs in der Nietnaht im Vergleiche mit dem vollen Bleche,
z_1 = Anzahl der Prozente der Festigkeit der Niete im Vergleiche mit dem vollen Bleche,
x = 1 bei Ueberlappungs- und einfacher Laschen-Nietung,
x = 1,75 bei Doppel-Nietung.
f = Querschnitt eines Nietes in Quadratmillimetern (nach der Vernietung.)

2. Aus praktischen Gründen, namentlich in Rücksicht auf die Möglichkeit des Verstemmens und auf die Art der Auflagerung der Dampfkessel, sollen die Schweißeisenbleche der Kesselmäntel eine Mindeststärke von 7 Millimetern nicht unterschreiten.

3. Die von dem Verbande der Dampfkessel-Ueberwachungs-Vereine aufgestellten Normalbestimmungen für die Prüfung der Materialien für den Dampfkesselbau (Würzburger Normen) sollen maßgebend sein für die mindestens zu verlangende Widerstandsfähigkeit der Kesselbleche.

4. Die Nietnähte sollen stets so ausgeführt werden, daß die Widerstandsfähigkeit der Niete gegen Abscheeren mindestens gleich der in Rechnung zu ziehenden Festigkeit des Bleches in der Nietnaht ist.

Ebene Flächen, Kessel-Endplatten u. s. w.

5. Für die Stärken ebener Flächen, Kessel-Endplatten u. s. w. kann eine Formel nicht aufgestellt werden, da die Versteifungen hier die Hauptsache sind, und da außerdem bei größeren Schiffskesseln die Kessel-Endplatten theilweise aus verschiedenen starken Blechen zusammengesetzt werden müssen.

Verankerungen.

6. Für die Verankerungen sollen keine detaillirten Vorschriften gemacht werden, um den Konstrukteur nicht unnöthig zu binden.

Dampfkesselmäntel mit innerem Druck.

7. Die Kesselmäntel sollen, wenn zeitweise Vakuum in denselben entstehen kann, mindestens so stark gebaut sein, daß sie einem äußeren Drucke von 1 Atmosphäre mit Sicherheit widerstehen können.
8. Die aufzustellende Formel für die Berechnung der Wandstärken von Kesselmänteln muß gestatten, den Werth der absoluten Festigkeit des zu verwendenden Materials in Rechnung zu ziehen.
9. Aus Gründen der Dauerhaftigkeit ist in die Formel für Mantelbleche eine Konstante einzusetzen, deren Größe den örtlichen Betriebseinflüssen anzupassen ist; für Feuerplatten ist ein weiterer Zuschlag zu empfehlen.
10. Die unter 9 erwähnte Konstante wechselt zwischen 0 und 3 mm Flammrohre.

Flammrohre mit äußerem Druck.

11. Glatte Flammenrohre sollen die genügende Widerstandsfähigkeit gegen Eingedrücktwerden besitzen, ohne Rücksichtnahme auf Versteifungen. Versteifungen sind in diesem Falle nur als Sicherheits-Konstanten anzusehen.

Diesen Grundsätzen entsprechend sind folgende Formeln festgestellt:

a) für Kesselmantelbleche (die innerem Druck zu widerstehen haben)

$$\delta = \frac{2500 \cdot D \cdot p}{K\, z.} + C$$

b) für die Bleche glatter Flammrohre (äußerer Druck)

$$\delta = 1{,}8 \cdot D \cdot p + 4 \text{ mm}$$

worin bedeuten:

δ = Blechstärke in Millimetern
D = den Durchmesser in Metern
p = den Ueberdruck in Atmosphären
K = die Zerreißfestigkeit des Materials in Kilogramm für ein Quadratmillimeter,
z = Anzahl der Prozente der Blechfestigkeit in der Längsnaht,
C = Konstante, zwischen 0 bis 3 mm betragend.

Ferner sind, da im Absatz 4 verlangt wird, daß die Festigkeit der Niete gegen Abscheerung mindestens gleich der Festigkeit des Bleches in der Nietnaht sein solle, folgende Formeln für die Vernietung vorgeschlagen:

$$d = \frac{45\ \delta}{15 + \delta} \text{ und}$$

für einfache Nietung $e = \frac{300\ d}{106 + d}$

für doppelte Nietung $e_1 = \frac{500\ d}{132 + d}$

worin bedeuten:

d = Durchmesser des Nietloches in Millimetern,

δ Blechstärke in Millimetern,

e und e_1 = Entfernung von Mitte zu Mitte der Niete in Millimetern.

VII. Art und Gestalt der Kessel.

Der Lage nach unterscheidet man zunächst liegende und stehende Kessel. Erstere sind in sehr überwiegender Anzahl im Gebrauche, weil sie den stehenden gegenüber mehrfache Vorzüge besitzen, als da sind: größere Sicherheit bezüglich der Aufstellung, größerer Wasserspiegel und geringere Höhe des Wasserraumes, Beides günstig für die Erzeugung trockenen Dampfes; ferner bessere Ausnutzung der Wärme, bequemere Bedienung und Reinigung u. s. w.

Den stehenden Kesseln dagegen gebührt der Vorzug, daß sie zu ihrer Aufstellung eine geringere Grundfläche erfordern, und aus diesem Grunde findet man sie, außer bei beweglichen Maschinen für das Kleingewerbe, auch häufig in Hüttenwerken.

Eine andere Eintheilung der Kessel gründet sich auf das Verhältniß des Wasserraums zur Heizfläche und hiernach unterscheidet man: Kessel mit großem, mittlerem und kleinem Wasserraume. In Hinsicht auf die Anordnung der Feuerung unterscheidet man Kessel mit Unter-, Zwischen-, Vor- und Innen-Feuerung. Bezüglich der Anordnung der Feuerzüge unterscheidet man Flammrohr-, Siederohr- und Vorwärmerkessel, sowie Gleichstrom- und Gegenstromkessel u. s. w. Außerdem giebt es Wasserröhrenkessel, Feuerröhrenkessel, Gliederkessel, Batteriekessel, Bombenkessel, Lokomotivkessel, Lokomobilkessel, Schiffskessel u. s. w.

Die sonst wohl noch vorkommende Eintheilung der Kessel in Hoch-, Mittel- und Niederdruckkessel, entsprechend der gleichen Klassifizirung der Dampfmaschinen, hat heutzutage keinen Werth mehr, da man durchaus nicht nöthig hat, für jede Art des Dampfverbrauchs anders konstruirte Kessel anzuwenden, wie später nachgewiesen werden wird.

Nach den Bestimmungen des Bundesraths des deutschen Reiches für die Statistik der Dampfkessel ist folgende Eintheilung gemacht worden:

1. Einfache Walzenkessel,
2. Walzenkessel mit Siederöhren,
3. Engröhrige Siederohrkessel oder sogenannte Gliederkessel
   a) mit Siederöhren bis zu 10 cm Weite
   b) „ „ über 10 cm bis 15 cm Weite
4. Flammrohrkessel mit 1 Flammrohr

5. Flammrohrkeſſel mit 2 Flammröhren
6. „ „ „ Querſiedern
7. Heizröhrenkeſſel ohne Feuerbüchſe
8. Feuerbüchſenkeſſel mit Feuerröhren
   a) mit vorgehenden Feuerröhren
   b) mit rückkehrenden Feuerröhren
9. Feuerbüchſenkeſſel mit Siederöhren.

In Folgendem mögen nun die hauptſächlichſten Keſſelſiſteme angeführt und beſprochen werden.

1. Der einfache Zilinder- oder Walzenkeſſel. Figur 32.

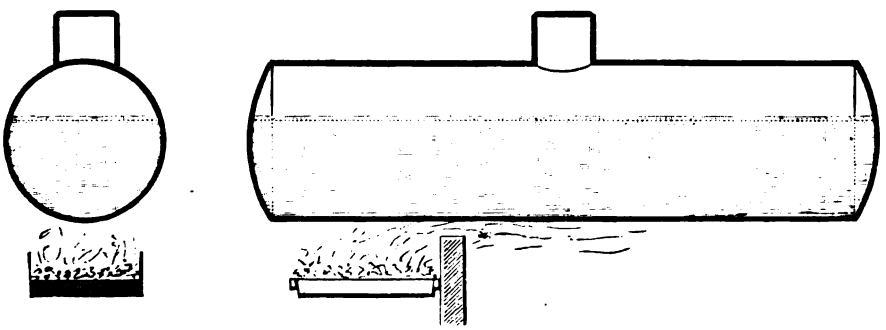


Fig. 32.

Der Walzenkeſſel iſt der einfachſte aller Dampfkeſſel; er beſteht nur aus einem hohlen Blechzilinder, der an beiden Enden mit gewölbten Böden geſchloſſen iſt. Oben trägt er gewöhnlich einen ſogenannten Dom, d. i. einen kurzen, zilindriſchen Aufſatz von mäßiger Weite zur Anbringung des Dampfablaß- und des Sicherheits-Ventils.

Dieſer Keſſel bietet einen großen Raum für Waſſer und für Dampf, hat auch einen großen Waſſerſpiegel und liefert daher trockenen Dampf. Ferner iſt derſelbe bequem zu befahren und kann alſo leicht gereinigt werden; er erhält gewöhnlich eine Unterfeuerung und die Heizgaſe beſpülen die untere Hälfte des Mantels; ſeine Heizfläche iſt daher verhältnißmäßig klein.

Da der Keſſel bei großem Durchmeſſer auch eine große Blechdicke erfordert und ſeine Länge auch nicht allzugroß genommen werden kann, ſo wird er nur für kleine Anlagen von 1 bis etwa 15 Quadratmeter Heizfläche Anwendung finden. Bei einem Durchmeſſer von 1,2 m und 8 m Länge würde ſeine Heizfläche 15,63 qm betragen, wenn man das Verhältniß des Dampfraums zum Waſſerraum etwa = 1 : 2 nimmt, wobei nur der halbe Zilindermantel von den Heizgaſen beſpült werden darf. Bei

einer solchen Größe würde er wegen der Feuerzüge und der Ummauerung schon eine Grundfläche von 9.2 = 18 □m beanspruchen. Offenbar würden bei solchem Kessel die Heizgase nur schlecht ausgenützt, wenn ihn dieselben nur in einer Länge bestreichen sollten; deshalb führt man die Feuergase gewöhnlich zunächst unter dem Kessel nach hinten, läßt sie dort aufsteigen und an einer Seite nach vorn ziehen, wo sie die vordere Stirnwand umgehend nach der anderen Seite gelangen und diese bespülend, schließlich ihren Weg nach dem Fuchse nehmen.

Die Dauer dieses Kessels ist trotz seiner Einfachheit doch nicht so groß, als man vermuthen sollte, woran hauptsächlich seine bedeutende Wanddicke und sein großer Wasserraum schuld ist. Zunächst muß wegen des dicken Blechs, namentlich die Feuerplatte (der Theil der Kesselwand, welcher sich über dem Rost und der Feuerbrücke befindet) besonders stark angegriffen werden, wie dies früher schon auseinander gesetzt worden ist. Dies Uebel wird noch erhöht durch den Umstand, daß in dem Kessel eine zweckmäßige Wasserströmung fehlt, und die, nur im geringen Grade vorhandene es mit sich bringt, daß grade über der Feuerplatte sich Schlamm und Kesselstein anhäufen, was zum Erglühen und Durchbrennen des Blechs Veranlassung geben kann. Außerdem ist für solche Kessel aber auch die darin befindliche große Wassermasse Ursache für einen Verschleiß derselben.

Weil der Kessel nur für kleine Anlagen im Gebrauche ist, die auch nur selten in stetem Betriebe sind, so findet sehr häufig eine Erkaltung des Kessels und seines Inhaltes statt. Da nun bei der Verbrennung der Brennstoffe sich immer mehr oder weniger Wasserdampf bildet, der mit den Heizgasen fortzieht, so wird sich derselbe an der kalten Kesselwand verdichten und das gebildete Wasser verursacht dann, daß sich der Kessel an den, mit den Heizgasen in Berührung kommenden Stellen mit Rost bedeckt. Ist die Kesselwand über 100° warm geworden, so hört das Beschlagen derselben durch den Wasserdampf allerdings auf. Die entstandene Rostschicht wird aber beim nächsten Anheizen von, sich abermals niederschlagendem Wasser durchdrungen, und da die Verdunstung dieses Wassers jetzt nur durch die Wärme von innen erfolgen kann, so bildet sich zwischen der ersten Rostschicht und dem Kesselblech neuer Rost, und so nutzt sich der Kessel im Laufe der Jahre mehr ab, als es bei Kesseln mit kleinem Wasserraum der Fall ist, Geschähe dieses Verrosten nun ganz gleichmäßig, so hätte der Verschleiß hierdurch keine so große Bedeutung; erfahrungsgemäß sind es aber gerade einzelne Stellen, an welchen die Rostbildung vorzugsweise sehr energisch vor sich geht, und dies erklärt es, daß auch dieser einfachste aller Kessel keine unbegrenzte Dauer haben kann.

Da endlich der Keſſel einen großen Raum einnimmt, ſo iſt auch die Abkühlungsfläche eine große und es iſt zu empfehlen, das ganze Mauerwerk und alle blos liegenden Theile des Keſſels, ſo gut es angeht, durch Iſolirung und Umhüllung gegen Wärme-Verluſte zu ſchützen.

2. Der zuſammengeſetzte Walzenkeſſel.

Um eine größere Heizfläche zu erzielen, werden Walzenkeſſel in der verſchiedenſten Weiſe theils unter, theils neben einander gelegt und ſo mit einander in Verbindung gebracht, daß ſie zuſammen als ein Keſſel in Gebrauch kommen.

Da zwei über einander angeordnete Walzenkeſſel keine größere Grundfläche beanſpruchen, als ein einziger, der Zuwachs an Heizfläche dabei aber ein ſehr bedeutender iſt, weil man den unteren, der ſtets vollſtändig mit Waſſer angefüllt bleibt, ganz ins Feuer legen kann, während nur der obere einen Dampfraum erhält, ſo iſt von ſolchen Verkuppelungen von zwei oder mehr Walzenkeſſeln ſehr häufig Gebrauch gemacht worden.

Hierbei laſſen ſich zwei Siſteme unterſcheiden, nämlich:

a) die ſogenannten Bouilleur- oder Siederkeſſel, bei welchen die unten liegenden Zilinder befeuert werden und die oberen erſt die zweite Hitze empfangen und

b) die Vorwärmerkeſſel, d. h. Keſſel mit Zwiſchenfeuerung, bei welchen der Oberkeſſel die erſte, und der, oder die Unterkeſſel die zweite Hitze empfangen.

a) Der Bouilleur- oder Siederkeſſel.

α) Der Doppel- oder Einſiederkeſſel. Figur 33.

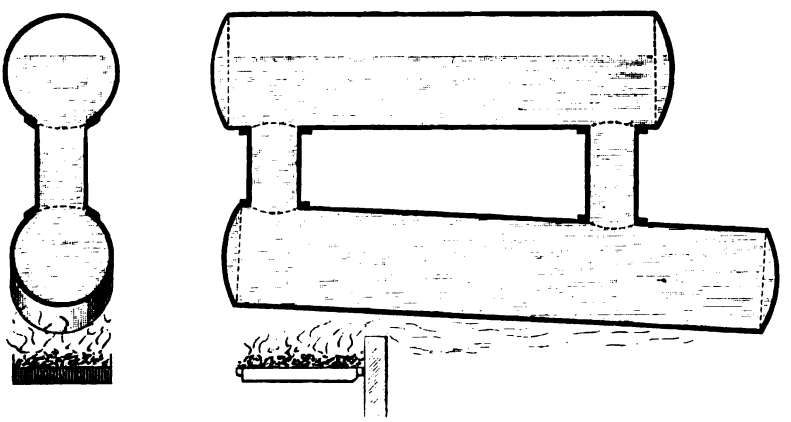


Fig. 33.

Der einfachſte Siederkeſſel beſteht aus zwei liegenden, lothrecht über einander befindlichen Walzenkeſſeln, welche durch zwei, bei großen Keſſellängen auch mehr, kurze aber weite Hälſe oder Rohrſtutzen ſo mit einander verbunden ſind, daß der Unterkeſſel, welcher hier den Namen Bouilleur oder Sieder führt, ſtets vollſtändig mit Waſſer angefüllt iſt, und nur der Oberkeſſel einen Dampfraum hat.

Der Roſt wird unter den Unterkeſſel gelegt, und die Heizgaſe können den ganzen Sieder und etwa die Hälfte von dem Mantel des Oberkeſſels umſpülen, ſo daß eine große und auch wirkſame Heizfläche erhalten wird. Da man bei der hierdurch erzielten bedeutenden Vergrößerung der Heizfläche nicht nöthig hat, den Durchmeſſer der beiden Zilinder ſehr groß zu nehmen, ſo braucht auch die Blechdicke derſelben nicht groß zu ſein, und da andrerſeits in ſolchem Keſſel eine lebhafte Waſſerſtrömung ſtattfindet, ſobald er richtig konſtruirt iſt, ſo wird die Heizfläche auch eine recht wirkſame ſein. Das Speiſewaſſer wird etwas hinter dem vorderen Stutzen in den Oberkeſſel eingeführt und ihm eine Richtung nach hinten gegeben. Der Sieder wird mit ſeinem vorderen Ende höher gelegt als hinten, damit die ſich in demſelben frei machenden Luft- und Dampfblaſen leicht durch den vorderen Stutzen in den Oberkeſſel aufſteigen und nach dem Dampfraum gelangen können.

Gleichzeitig mit dem Dampfe ſteigt aber auch das, durch die erſte Hitze im Sieder heißer, und dadurch ſpezifiſch leichter gewordene Waſſer durch den vorderen Hals nach oben und wird durch das minderheiße und von Dampfblaſen befreite, daher ſpezifiſch ſchwerere Waſſer aus dem Oberkeſſel erſetzt, das durch den hinten befindlichen Hals nach dem tiefſten Theile des Siederſ herabſinkt. Hierdurch entſteht in dem Waſſer des Keſſels ein ununterbrochener Kreislauf, der durch das eingeführte Speiſewaſſer noch beſchleunigt wird. Trotzdem iſt es aber auch hier nicht zu vermeiden, daß bei unreinem Waſſer ſich über der Feuerplatte des Unterkeſſels Schlamm und Keſſelſtein anhäuft, was unter Umſtänden Veranlaſſung zum Durchbrennen des Keſſelblechs u. ſ. w. werden kann, obgleich ſich die entſtehenden Niederſchläge hier über die ganze untere Fläche beider Keſſel vertheilen, und daher die Anhäufungen an einer beſtimmten Stelle nicht ſo groß werden können, wie bei dem einfachen Walzenkeſſel.

Die Führung des Feuerzuges erfolgt am beſten ſo, daß die Feuergaſe vom Roſte ausgehend den Sieder vollſtändig umſpülen, hinten aufſteigen und zunächſt unter dem Oberkeſſel nach vorn ziehen, wo ſie ſich zu beiden Seiten theilen, um auch die Seitenflächen zu beſpülen, ſich dann hinter dem Oberkeſſel wieder zu einem Strome vereinigen, um ihren Weg nach dem

Schornstein zu nehmen. Ueber dem Sieder ist daher ein flaches Gewölbe gespannt, das im Scheitel der Leitung auf dem Sieder aufliegen kann, während zwei schmale Mauerzungen die Seitenzüge von dem Unterzuge am Oberkessel trennen.

Damit sich im Unterkessel in keinem Falle Luft- oder Dampfblasen ansammeln können, muß die Steigung desselben nicht zu gering sein und der vordere Stutzen am höchsten Punkte des Siebers angebracht werden, was leicht dadurch zu bewirken ist, daß man den, über den Hals hervorragenden Theil des Siebers konisch verjüngt; dadurch erreicht man, daß die Scheitellinie des Siebers vom Vorderstutzen aus nach beiden Seiten hin abfällt. Da man bei einer derartigen Verbindung zweier Walzenkessel zu einem Doppelkessel in keiner Hinsicht beschränkt wird, so kann man auch den Dampf- und Wasseraum ganz dem Bedürfnisse entsprechend einrichten, also sowohl trockenen Dampf erzeugen, als auch in der Wassermasse eine genügende Menge Wärme, selbst für den unregelmäßigsten Dampfverbrauch aufspeichern.

Damit der Kessel in allen Theilen leicht zugänglich sei und leicht gereinigt werden könne, soll der Unterkessel nicht unter 550 mm weit sein. Dem Oberkessel giebt man wegen des Dampfraumes in der Regel einen größeren Durchmesser. Man findet den Durchmesser der Oberkessel von 900 mm bis 1200 m bei einer Länge der Kessel bis zu 10 m, während die Sieder in der Regel 600 mm bis 800 mm im Durchmesser groß sind.

Die beiden, die Kessel verbindenden Stutzen dürfen nicht zu eng sondern sollen etwa 500 mm weit, auch von stärkerem Bleche gemacht sein, als dieser Durchmesser für andere Theile es erfordern würde. Die Stutzen haben nämlich die ganze Last des Oberkessels zu tragen, und bleiben auch nicht frei von Spannungen, welche durch die ungleiche Ausdehnung des Ober- und Unterkessels hervorgerufen werden. Ein Kessel von 8 m Länge mit einem Oberkessel von 1,2 m und einem Sieder von 0,8 m Durchmesser würde eine Heizfläche von etwa 38 qm haben.

Ein Doppelkessel hat bei einer wirksamen Heizfläche nur ein geringes Gewicht, ist leicht zu reinigen, erfordert keinen sehr großen Raum, die Abkühlungsfläche ist ebenfalls nicht bedeutend und Ausbesserungen sind nicht leicht zu erwarten. Ein Uebelstand liegt darin, daß ein Siederkessel sich hoch aufbaut, weil sich die Feuerung unter dem Unterkessel befindet, in Folge dessen seine Wartung und Beobachtung unbequem wird. Mißlich ist es auch, daß die Verbindung beider Kessel nur am Orte der Aufstellung geschehen kann, weil die Beförderung des fertig zusammengesetzten Doppelkessels zu unbequem sein würde.

β Der Zweiſiederkeſſel. Figur 34.

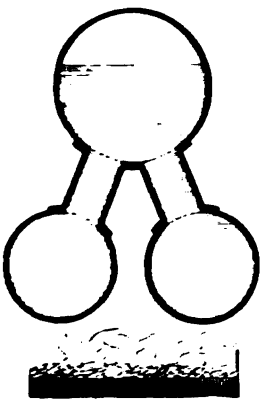


Fig. 34

Der Zweiſieder- oder **Woolf'ſche Keſſel** unterſcheidet ſich von dem vorhergehenden nur dadurch, daß er anſtatt eines Unterkeſſels, deren zwei hat, wodurch eine dem entſprechend größere Heizfläche erhalten wird. Es gilt für denſelben alles ſchon vorher Geſagte ebenfalls. Jeder der beiden Sieder muß ſelbſtverſtändlich durch 2 oder mehr Stutzen mit dem Oberkeſſel verbunden ſein und weil der Mantel des Oberkeſſels durch die Löcher für die Hälſe geſchwächt wird, ſind die Bleche, an welche die Stutzen anzunieten ſind, 2 mm ſtärker als die übrigen Mantelbleche zu nehmen. Die Vernietung der Stutzen iſt doppelreihig auszuführen und es iſt auch dafür Sorge zu tragen, daß die Halslöcher in den Mantelblechen nicht zu nahe aneinander kommen; ſie werden deshalb beſſer verſetzt, d. h. nicht in dieſelbe lothrechte Querſchnittsebene gelegt.

γ Der Dreiſiederkeſſel. Figur 35.

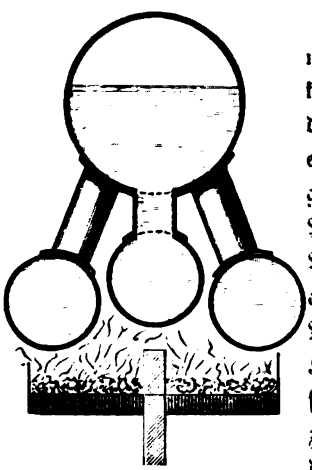


Fig. 35

Bei dieſem, der auch Elſäſſer Keſſel genannt wird, ſind 3 Sieder mit einem Oberkeſſel in Verbindung gebracht und dadurch die Größe der Heizfläche demgemäß noch weiter erhöht. Die Feuerung wird hier beſonders gut ausgenutzt, weil die 3 Sieder über dem Roſte der ſtrahlenden Wärme von der glühenden Brennſtoffſchicht eine große Oberfläche zukehren, alſo viel Wärme aufnehmen können. Der Mantel des Oberkeſſels wird durch die vielen Halslöcher hier noch mehr geſchwächt, und es ſind demnach angemeſſene Verſtärkungen vorzunehmen. Auch darf der Manteldurchmeſſer des Oberkeſſels nicht zu klein gewählt werden. Von beſonderer Wichtigkeit iſt es auch, daß in den Siedern in keinem Falle ſich irgendwo Luft oder Dampf anſammeln könne, wodurch die Keſſelwände theilweiſe vom Waſſer entblößt würden, und durchbrennen könnten.

b) Vorwärmerkeſſel.

Bringt man bei zuſammengeſetzten Walzenkeſſeln die Feuerung unmittelbar unter dem Haupt- oder Oberkeſſel an, und läßt die Feuergaſe erſt nachdem ſie dieſen umſpült, alſo die größte Hitze bereits abgegeben haben, zu den darunter oder daneben liegenden Zilindern treten, während man das kalte Speiſewaſſer an der tiefſten Stelle des Unterkeſſels in dieſen einführt, ſo nennt man dieſes Siſtem: Vorwärmerkeſſel.

Bei richtiger Anordnung ſoll hierbei der Weg, den die Heizgaſe machen, demjenigen gerade entgegengeſetzt gerichtet ſein, welchen das Speiſewaſſer von dem Punkte an, wo es in den Keſſel eintritt, bis dorthin macht, wo die ſtärkſte Verdampfung deſſelben ſtattfindet. Man nennt daher einen ſolchen Keſſel einen Gegenſtromkeſſel und erreicht durch ſolche Anordnung den Vortheil, daß die Heizgaſe viel weitgehender ausgenutzt werden können, als dies bei andern Siſtemen möglich, bei denen die Temperatur in den einzelnen Zilindern eine nahezu gleiche iſt.

Da das kalte Speiſewaſſer an der tiefſten Stelle des Unter- oder Nebenkeſſels eingeführt wird, ſteigt es nur allmälig auf, und zwar genau in dem Verhältniſſe, in welchem Dampf im Oberkeſſel entwickelt wird; gleichzeitig wird es auch nur nach und nach wärmer, bis es ſchließlich im Oberkeſſel zur Verdampfung gelangt. Von einer Waſſerſtrömung, wie beim Siederkeſſel, kann hier natürlich keine Rede ſein, dieſe wird ſogar abſichtlich dadurch verhindert, daß man die einzelnen Keſſel nur mit je einem Halſe mit einander in Verbindung bringt, durch welchen das Waſſer nur nach oben ſteigen kann. Da nun die Heizgaſe, wo ſie am heißeſten ſind, auch den heißeſten Theil des Keſſels, d. i. den Oberkeſſel über dem Roſte, und dort, wo ſie am weiteſten abgekühlt ſind, den kälteſten Keſſeltheil, alſo den tiefſten Punkt des Unterkeſſels berühren, der Temperaturunterſchied zwiſchen Heizgaſen und Keſſelfläche alſo überall groß iſt, ſo folgt, daß die Heizgaſe bei dieſer Anordnung ſich am weiteſten abkühlen können, alſo am beſten ausgenutzt werden.

Die Keſſelwand am letzten Ende des Unterkeſſels, wo das kalte Speiſewaſſer eintritt, wird eine Temperatur haben, die abhängig iſt von der Wärme des Speiſewaſſers, die aber in der Regel weit unter 100^0 liegt, und dieſe beſitzt in Folge deſſen eine weit größere Wärmeaufnahmsfähigkeit als z. B. die Keſſelwand eines Siederkeſſels, welche mindeſtens die Temperatur des Dampfes beſitzt, der in dieſem erzeugt wird.

Eine der beſten Anordnungen eines Gegenſtromkeſſels wird durch Figur 36 erläutert.

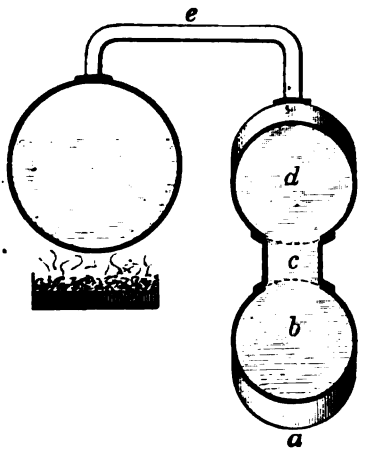


Fig. 36.

Der Keſſel beſteht aus einem Hauptkeſſel mit Unterfeuerung und zwei daneben liegenden Vorwärme-Zilindern, die vorn an der konvergirenden Stelle durch einen Stutzen in Verbindung gebracht ſind, während die Verbindung dieſes Doppel-Vorwärmers mit dem Hauptkeſſel durch ein Ueberſteigerohr bewerkſtelligt iſt. Die Speiſung erfolgt bei a; das Waſſer ſteigt im Unterkeſſel b langſam auf, geht durch den Stutzen c und nimmt ſeinen Weg durch den oberen Vorwärmer d. Von hier aus gelangt es durch den Ueberſteiger e in den Hauptkeſſel, in welchem die Verdampfung ſtattfindet.

Damit alle Luft, die aus dem Waſſer frei wird, ſo wie der Dampf, der ſich ſchon im Vorwärmer bilden könnte, leicht und ſicher mit dem aufſteigenden Waſſer bis nach dem Oberkeſſel gelangen kann, muß jedem der beiden Vorwärmer eine nicht zu geringe Neigung gegeben werden und es müſſen die einzelnen Schüſſe der Vorwärmer ſo zuſammenſetzt ſein, daß ſich an keiner Stelle Luft oder Dampfblaſen verhalten können.

Die Heizgaſe dagegen umſpülen zunächſt die untere Hälfte des Oberkeſſels, werden hinten um den Boden deſſelben herum nach dem höchſten Punkte des Doppels-Vorwärmers geleitet, umſpülen denſelben ringsum, kommen nach vorn, nehmen hier ihren Weg nach unten, beſpülen hier wieder den Unterkeſſel von allen Seiten und verlaſſen denſelben an der Stelle, wo das kalte Speiſewaſſer eingeführt wird. Durch dieſe Anordnung iſt man im Stande, den Heizgaſen faſt alle Wärme zu entziehen, ſobald man ſie lange genug mit der Keſſelwand in Berührung läßt; aus dieſem Grunde hat man früher mit Vorliebe Gegenſtromkeſſel ausgeführt und in Gebrauch genommen. Der hierdurch erreichte Vortheil wird aber mit Opfern erkauft, die viel bedeutender ſind, als jener, und deßhalb iſt man mit Recht davon zurückgekommen, von dem Gegenſtromprinzip ferner noch Gebrauch zu machen. Wie nämlich ſchon bei dem einfachen Walzenkeſſel geſagt wurde, führen die Heizgaſe immer eine gewiſſe Menge Waſſerdampf mit ſich, welcher bei der Verbrennung entſtanden iſt. Kommen nun dieſe Heizgaſe mit ſolchen Heizflächen in Berührung, die eine Temperatur beſitzen, welche unter 100^0 liegt, ſo ſchlägt ſich daran der Waſſerdampf nieder; in dem entſtandenen naſſen Beſchlage löſt ſich auch ſchweflige Säure u. ſ. w. welche von dem Schwefel-

gehalt der Steinkohlen u. s. w. herrührt, und dies veranlaßt, daß diese Kesselwandungen sehr schnell verrosten und der Kessel in kurzer Zeit ausbesserungsbedürftig, wenn nicht ganz unbrauchbar wird.

Wo man demnach einen derartigen Kessel im Betriebe behalten, und vor einer raschen Zerstörung retten wollte, hat man entweder das Gegenstrom-Prinzip, oder die Speisung des Kessels mit kaltem Wasser aufgeben müssen, wodurch der Kessel dann noch für lange Zeit betriebsfähig blieb.

Außerdem dürfte wohl auch der Vortheil, den man durch eine so sehr weitgehende Ausnutzung der Heizgase zu erreichen im Stande ist, meistens illusorisch sein; denn so sehr weit abgekühlte Heizgase können den erforderlichen Schornsteinzug nicht erzeugen, und wenn in diesem Falle der Zug künstlich verstärkt werden muß, dann muß dazu wieder Dampf geopfert werden.

Eine Umänderung der Befeuerung von Vorwärmerkesseln ist durch v. Reiche angegeben und mit recht gutem Erfolge mehrfach ausgeführt worden. Da nämlich die Wärmeübertragung eine ungleich bessere ist, wenn der Strom der Heizgase, anstatt parallel daran entlang zu ziehen, die zu beheizenden Flächen möglichst rechtwinkelig trifft, wodurch zugleich eine recht günstige Vermischung der Heizgase herbeigeführt wird, so hat v. Reiche die Beheizung von solchen Doppelkesseln so eingerichtet, daß durch Anlage von Heizkammern, anstatt der mit dem Kessel parallelen Feuerzüge, die Heizgase gezwungen werden, ihre Richtung vielfach so zu ändern, daß sie gegen die Kesselwandungen wiederholt fast rechtwinkelig anströmen. Dies wird erreicht durch mehrere, theils stehende, theils hängende Feuerbrücken, welche die Heizgase schlangenförmig und zwar abwechselnd nach oben und nach unten führen, wobei dieselben gleichzeitig den Ober- und auch den Unterkessel bespülen müssen. Die Länge der, durch die lothrechten Querwände gebildeten Kammern nimmt vom Roste nach dem Fuchse hin ungefähr in dem Verhältnisse ab, wie sich das Volumen der Heizgase in Folge der Abkühlung vermindert.

Figur 37 zeigt dieses Heiz- und Kesselsistem nach v. Reiche's „Anlage und Betrieb der Dampfkessel", 3. Auflage.

Die hier dargestellte Anlage ist für Braunkohlen eingerichtet, und deßhalb ist der Feuerungsraum über die Hälfte mit einem feuerfesten Material überwölbt. Für Steinkohlenfeuerung würde diese Ueberwölbung fortfallen und der Oberkessel bis zu seinem Austritt aus der vorderen Mauerfläche reichen, der Wasserstandsdom demnach ebenfalls entbehrlich sein.

Die Heizgase treten aus dem Feuerungsraum A über die erste Feuerbrücke a in die Heizkammer I, wo sie einen Theil des Oberkessels, sowie den Kopf des Unterkessels, (leider aber auch den Verbindungsstutzen s) um-

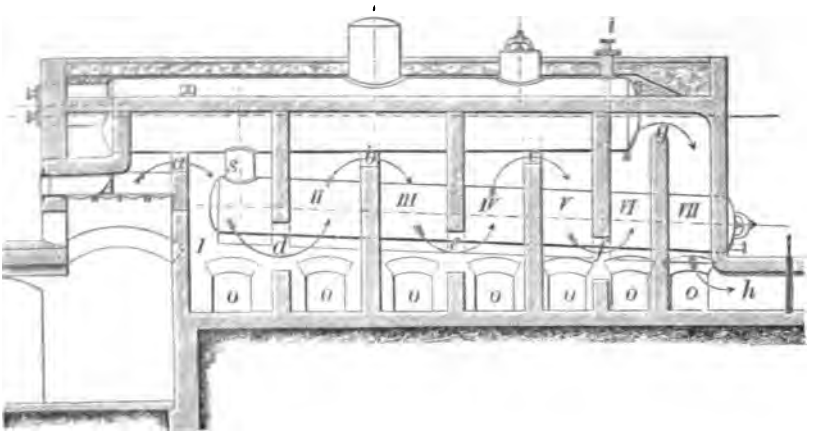


Fig. 37.

ſpülen; ziehen unter der hängenden Wand d in die Heizkammer II, umſpülen hier von allen Seiten den Unterkeſſel und den untern Theil des Mantels vom Oberkeſſel, ziehen über die ſtehende Feuerbrücke b hinweg, und treten in die Heizkammer III. Von hier ſtrömen ſie unter der hängenden Wand e in die Heizkammer IV, und ſo in derſelben Weiſe, ihren Weg in einer abwechſend auf und niedergehenden Schlangenlinie nehmend, durchziehen ſie die folgenden, nach und nach enger werdenden Heizkammern, um aus der mit VI bezeichneten (damit auch das letzte Ende des Oberkeſſels gut beheizt werde) über die beſonders hochgeführte Feuerbrücke g hinweg durch die letzte Heizkammer VII, in den Fuchs h zu gelangen.

Damit die, bei leichter Braunkohle von den Feuergaſen reichlich mitgeführte Flugaſche den Zugquerſchnitt nicht verenge, ſind die Heizkammern tiefer angelegt, als es ſonſt nöthig wäre, und durch ſtehende Wände unter den hängenden, ſind Abtheilungen O gebildet, in welchen ſich ziemlich viel Flugaſche anſammeln kann, bevor ihre Beſeitigung nothwendig wird. Das Fortſchaffen der Aſche aus dieſen Abtheilungen muß hier von der Seite aus erfolgen, und wird deshalb ziemlich beſchwerlich, auch erfordert es bei großen Anlagen mit mehreren Keſſeln, daß zwiſchen je 2 derſelben, der Länge nach ein Durchgang frei gelaſſen werde, aus welchem ſeitliche Zugänge zu den Abtheilungen O führen, die während des Betriebes durch eine, $^1/_2$ Stein ſtarke gemauerte Wand einzeln abgeſperrt werden müſſen. Der Schornſteinzug muß bei dieſem Siſtem natürlich ein ſehr kräftiger ſein.

Das Speiſewaſſer wird in den Oberkeſſel durch den Stutzen i am hinteren Ende eingeführt und dadurch natürlich vermieden, daß die Temperatur in irgend einem Keſſeltheile unter 100° ſinke, und ſich, wie bei den

Vorwärmerkesseln, an der Außenfläche Wasser aus dem Dampfe der Heizgase niederschlage, was zur Rostbildung führen müßte. Leider wird hierdurch aber auch jede Wasserströmung aufgehoben, die für eine gute Dampferzeugung gerade nothwendig ist, wie wir früher nachgewiesen haben.

Da der Ober- und Unterkessel nur mit einem Stutzen verbunden ist, durch welchen demnach sowohl der im Unterkessel erzeugte Dampf und das Dampfwasser aufsteigen, als auch gleichzeitig das zum Ersatze des, im Unterkessel verdampften Wassers nothwendige Speisewasser niedersinken muß, so kann von einer Wasserströmung weder im Unter- noch im Oberkessel eine Rede sein. Das Wasser des Unterkessels vermehrt demnach nur die Wassermasse, welche zur Aufspeicherung einer großen Wärmemenge für recht unregelmäßigem Dampfverbrauch günstig ist, wie dies auch in jedem anderen Großwasserraumkessel der Fall ist.

Eine recht wesentliche Verbesserung würde daher dies Kesselsistem erfahren, wenn eine kräftige Wasserströmung z. B. dadurch ermöglicht würde, daß das Speisewasser nicht am hintern Ende des Oberkessels, sondern etwa in der Mitte desselben eingeführt, und der Ersatz des im Unterkessel verdampften Wassers durch ein Uebersteigerohr in letzteren eingeführt würde, welches vom hintern Ende des Oberkessels ausgehend, in das tiefste Ende des Unterkessels einmünden müßte. Die Lage des Verbindungsstutzens s zwischen Ober- und Unterkessel welcher der unmittelbaren Wirkung der über die erste Feuerbrücke a schlagenden Stichflamme ausgesetzt ist, kann auch nicht als günstig bezeichnet werden und wäre wohl zweckmäßiger Weise mit einer Umkleidnng von Chamottemasse zu schützen.

Die Vorwärmer dieser Kessel liegen gewöhnlich unter dem Fußboden, so daß sie leicht der Feuchtigkeit und dem Grundwasser ausgesetzt sind und ihre Züge meistens so eng sind, daß ein Befahren unmöglich ist, so wird man Undichtigkeiten und Zerfressen erst später entdecken.

Weinlig hat daher*) bei sämmtlichen Kesseln mit unten liegenden Vorwärmern das Freilegen dieser angeordnet und in Folge dessen viele und schwere Fehler aufgefunden.

Einer dieser Vorwärmer war so verrostet, daß er mit Leichtigkeit durchgeschlagen werden konnte, während in mehreren anderen Fällen in Folge von Undichtigkeiten die Nähte der Vorwärmer mehr oder weniger angefressen waren. In einigen Fällen war durch mangelhafte Unterstützung der Vorwärmer ein Verbiegen der einzelnen Schüsse und Verrosten an den Nahtstellen aufgetreten.

Alle diese Erscheinungen geben Veranlaßung, bei den Revisionen die

*) Jahresbericht des Magdeburger Kesselvereins 1886.

[illegible] Aufmerksamkeit der Vorwärmer zuzuwenden und weil diese schwer oder kaum zugänglich sind, hält Weinig es für nothwendig, daß das Mauerwerk alle 3—4 Jahre an den gefährlichsten Stellen entfernt wird.

3. Flammrohrkessel.

Um Kessel von größerer Heizfläche zu erhalten, kann auch eine Verbindung von zwei Zilindern in der Weise stattfinden, daß man den einen derselben in einen bedeutend weiteren von gleicher Länge einschiebt, und nach Verschluß des hierdurch entstehenden, ringförmigen Hohlraums einen Kessel bildet, bei welchem dieser Hohlraum den Wasser- und Dampfraum darstellt.

Hierdurch wird die Heizfläche um die Innenfläche des kleineren Zilinders, welche in ihrer ganzen Ausdehnung als Heizfläche Verwendung finden kann, vergrößert — ohne daß man eine größere Grundfläche für die Aufstellung des Kessels nöthig hätte, als für einen einfachen Walzenkessel von denselben äußeren Abmessungen. Bei einer solchen Verbindung nennt man den engeren, inneren Zilinder ein Flammrohr und den so gestalteten Kessel einen Flammrohrkessel.

Die Größenverhältnisse eines Flammrohrkessels können aber nicht beliebig gewählt werden, wie aus Nachstehendem leicht ersichtlich wird. Der innere Zilinder dient hier als Feuerzug, woraus sich folgerecht ergiebt, daß seine Weite eine angemessene Größe haben muß, nach welcher der Durchmesser zu bestimmen ist. Der Durchmesser des äußeren Zilinders aber ist mindestens so groß zu nehmen, daß der Hohlraum geräumig genug sei,

1. um dem Wasser und Dampfe ausreichenden Raum zu gewähren, deren Mengen, bezw. dessen Rauminhalt von der Art des Betriebes abhängig ist, für welchen der betreffende Kessel Dampf liefern soll;
2. um befahren werden zu können, was durchaus nothwendig ist, sowohl wegen der Reinigung des Kessels von Schlamm und Kesselstein, als auch für die unerläßliche innere Untersuchung, sowie für die Befestigung der Kessel-Ausrüstungsstücke, behufs auszuführender Ausbesserungen u. s. w.

Hieraus geht schon hervor, daß sich Flammrohrkessel nur für einen großen Betrieb eignen.

Um die Heizfläche noch mehr zu vergrößern, bezw. um die Heizgase noch besser auszunutzen, versieht man Kessel anstatt mit nur einem, auch mit zwei oder selbst drei Flammrohren, und hiernach unterscheidet man, abgesehen von noch weiteren Zusammenstellungen: Einflammrohrkessel, Zweiflammrohrkessel und Dreiflammrohrkessel.

a) Der Einflammrohrkeſſel. Figur 38.

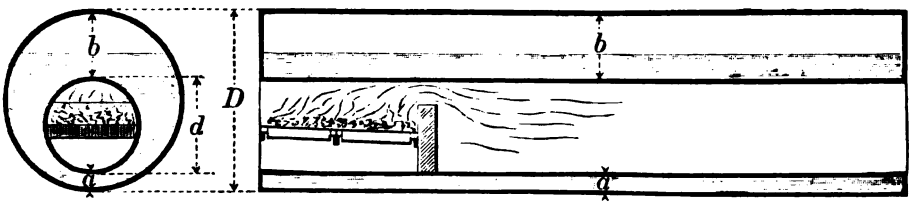


Fig. 38.

Wie bereits oben angegeben wurde, ſind die Durchmeſſer der beiden, einen Flammrohrkeſſel bildenden Zilinder ſo zu beſtimmen, daß der innere, als Feuerkanal dienende Zilinder diejenige Weite haben muß, welche der Zug verlangt, und welche, wie ebenfalls ſchon früher nachgewieſen, von der Roſtgröße oder der Menge des in der Stunde zu verbrennenden Brennſtoffs abhängig iſt.

Der äußere Zilinder dagegen muß ſo groß ſein, daß zwiſchen ihm und dem Flammrohre Raum genug vorhanden ſei, um den Keſſel befahren und reinigen, d. h. mit einem Hammer ausklopfen zu können. Dies erfordert, daß der kleinſte Zwiſchenraum a Figur 38 zwiſchen Mantel und Flammrohr mindeſtens 15 cm und der größte b mindeſtens 60 cm betrage.

Nach v. Reiche iſt, wenn D den Durchmeſſer des Mantels, und d den des Flammrohrs bezeichnet, der letztere zu nehmen: $d = \frac{D}{2} - 5$ cm.

Dann würde ſich der geringſte Durchmeſſer des Mantels ergeben: $D = 0{,}15 + 0{,}6 + d = 0{,}15 + 0{,}6 + \frac{D}{2} - 5$ woraus ſich berechnet $D = 1{,}4$ m.

Nimmt man, wie angemeſſen, das Verhältniß von Heizfläche zu Zug- d. h. alſo hier zu Flammrohrquerſchnitt = 80 : 1 und ſetzt die größte Länge L, die man einen Flammrohrkeſſel geben ſoll, auf 11 Meter feſt, ſo muß unter der Vorausſetzung, daß die ganze Innenfläche des Flammrohrs und der halbe Umfang des äußeren Mantels als Heizfläche zu benutzen iſt, die Gleichung ſtattfinden

$$\frac{\frac{D\pi}{2} + d\pi}{80} \cdot L = \frac{d^2\pi}{4}$$

Setzt man hierin annäherungsweiſe $d = \frac{D}{2}$, ſo ergiebt ſich $L = 5D$

und daraus folgt wieder, wenn L höchstens 11 m sein darf, der größte Durchmesser $D = \frac{11}{5} = 2{,}2$ m.

Demnach wären die Abmessungen des kleinsten Einflammrohrkessels folgende: äußerer Durchmesser $D = 1{,}4$ m

Flammrohr-Durchmesser $d = \frac{D}{2} - 5\text{ cm} = 0{,}7 - 0{,}05 = 0{,}65$ m

Länge $L = 5D = 5 \cdot 1{,}4 = 7$ m.

Um die wirkliche, nutzbare Heizfläche dieses Kessels zu berechnen, müssen wir, daß nicht die ganze Innenfläche des Flammrohrs als Heizfläche zu betrachten ist, sondern, da wegen der unvermeidlichen Aschenablagerung auf dem unteren Theile des Flammrohres nur etwa $\frac{2}{3}$ derselben von den Heizgasen wirklich berührt wird, so berechnet sich die Heizfläche des kleinsten Einflammrohrkessels von obigen Abmessungen wie folgt:

$$\left(D\pi + \frac{2}{3} d\pi\right) L = \left(1{,}4\,\pi + \frac{2}{3} \cdot 0{,}65\,\pi\right) 7 = \text{ca. } 25 \text{ Quadratmeter}$$

und für den größten Einflammrohrkessel, dessen Abmessungen folgende sind:

äußerer Durchmesser $D = 2{,}2$ m

Durchmesser der beiden Flammrohre $d = 1{,}05$ m

Länge $L = 11$ m

berechnet sich die Heizfläche unter derselben Annahme wie oben zu

$$\left(D\pi + \frac{2}{3} d\pi\right) L = \left(1{,}1 + 0{,}7\right)\pi \cdot 11 = \text{ca. } 62 \text{ qm.}$$

Die Feuerung bei einem Flammrohrkessel kann sowohl eine Unter-, wie auch eine Innenfeuerung sein.

Für einen Einflammrohrkessel ist eine Unterfeuerung zu verwerfen, weil bei einer solchen die Feuerplatte dann gar nicht zu erhalten ist. Nach dem obigen kommt zwischen Flammrohr und äußeren Mantel, wo die stärkste Erwärmung wegen der dort herrschenden größten Hitze stattfindet, werden sich Kalk und alle Kesselsteinsplitter, die vom Flammrohre und anderen Theilen sich abgelöst haben, von dem dorthin ziehenden Wasser mitgeschleppt, sich daselbst ab. Die Feuerplatte wird in Folge dessen bald so hoch sein, daß eine Wärmeübertragung auf das Wasser aufhört, und weil gerade dort der Kessel am unzugänglichsten, demnach am unbequemsten zu reinigen ist, so ist eine Unterfeuerung für Einflammrohrkessel ganz verwerflich.

Am besten würde für einen solchen, namentlich bei Anwendung geringwerthiger Brennstoffe, wie Braunkohlen u. s. w. eine zweckmäßige Vorfeuerung

am Platze sein, von welcher die Heizgase direkt in das Flammrohr zu führen sind.

Um jedoch den Rand, welcher durch die Verbindung des Flammrohrs mit der Stirnwand des Kessels gebildet wird, vor schneller Zerstörung durch die Stichflamme der Feuerung zu schützen, muß die Einmündung durch einen Ring von Schamottemasse bekleidet werden, welcher zugleich als Feuerbrücke dient und die zweckmäßige Einschnürung des Feuerkanals behufs der letzten Vollendung der Verbrennung der Rauchgase herstellt. Dieser Schamotte-Ring muß mindestens noch 10 cm in das Flammrohr hineinragen, und wenn bei kleinen Kesseln sich hierdurch eine zu starke Verminderung des Zugquerschnitts ergeben sollte, so ist es zweckmäßig, den ersten Schuß des Flammrohrs etwas weiter zu machen, als die des übrigen Theiles.

Der niedrigste Wasserstand im Kessel muß das Flammrohr an seiner höchsten Stelle mindestens noch um 10 cm überragen, was auch für die Seitenzüge des Kessels gilt. Bei dieser Anordnung kann dort, wo die Kesselwand die größte Hitze der Feuerung erhält, d. i. der Scheitel des Flammrohrs keine Ablagerung von Schlamm und Kesselstein, schon wegen der Form desselben, stattfinden; auch läßt sich dort der Kessel am leichtesten und vollkommensten reinigen. Die Ablagerung von Unreinigkeiten unter dem Flammrohre aber haben hier nicht soviel Bedeutung, weil sich solche dort nicht leicht festbrennen können.

Bei Anwendung von Innenfeuerung, die für Einflammrohrkessel nur dann zu empfehlen ist, wenn beste Kohle als Brennmaterial verwendet wird, muß vor Allem das Flammrohr eine für den Rost genügende Weite haben, damit die Rostlänge nicht für die Bedienung zu groß werde, und die bei Innenfeuerung besonders nothwendige Feuerbrücke den Zugquerschnitt nicht zu sehr verringere. Um letzteres zu vermeiden, pflegt man auch wohl den Rost hinten im Flammrohr etwas tiefer zu legen als vorn, was aber wegen der nach unten schnell abnehmenden Rohrweite nur in beschränktem Maße geschehen kann.

Die Führung des Feuerzuges bei Flammrohrkesseln kann eine verschiedene sein; in jedem Falle aber ist es aus dem schon angegebenen Grunde am rathsamsten, den ersten Zug durch das Flammrohr zu führen.

Für die Weiterführung des Feuerkanals ergeben sich dann folgende möglichen Anordnungen:

1. Man führt die aus dem Flammrohre kommenden Heizgase unter dem Kessel nach vorn, läßt sie sich dort in zwei Hälften theilen, von welchen die eine die rechte, die andere die linke Seite des äußeren Mantels

[illegible]. Hinten vereinigen sich dann beide Ströme wieder zu einem, [illegible] nach dem Schornstein zu ziehen.

2. Man theilt den Zug schon bei seinem Austritt aus dem Flammrohre in zwei Hälften, läßt die Heizgase zu beiden Seiten parallel nach vorn ziehen, und führt sie nach ihrer Vereinigung unter dem Kessel entlang nach dem Schornsteine.

3. Man läßt die Heizgase aus dem Flammrohre ohne sie zu theilen erst auf einer Seite nach vorn ziehen, und führt sie von hier unter dem Kessel herum nach der andern Seite und wieder zurück nach dem Schornsteine. Die Trennung beider Züge, welche vom tiefsten Punkte des Kessels bis 10 cm unter dem niedrigsten Wasserstand im Kessel hinauf reichen, wird hierbei durch eine schmale Mauerzunge bewirkt, die dem Kessel zugleich als Auflage dient und nur vorn, wo die Verbindung der beiden Seitenzüge stattfindet, fehlt.

4. Die aus dem Flammrohre tretenden Heizgase werden in einem einzigen Kanale, der die ganze seitliche und untere Mantelfläche des Kessels, soweit sie von den Feuergasen umspült werden darf, einschließt, nach vorn geführt um hier an beiden Seiten aufzusteigen, sich über dem Kessel wieder zu vereinigen und auf ihrem Wege nach hinten den Mantel oben zu bespülen, bevor sie nach dem Schornsteine ziehen.

Diese in neuerer Zeit häufig angewendete Anordnung ermöglicht es, in dem Oberzuge zwei Röhren-Vorwärmer einzulegen, durch welche das Speisewasser gedrückt wird, bevor es in den Kessel tritt, was sich namentlich für große Kessel als besonders vortheilhaft erweist. Eine Beheizung des Kessels an der oberen, vom Wasser nicht benutzten Fläche wird hierbei weniger beabsichtigt, da sie, wie schon früher bemerkt wurde, fast ganz werthlos ist, wohl aber wird der Kessel hierdurch aufs Beste gegen Abkühlung geschützt, und seine Oberfläche ist für eine Untersuchung besser zugänglich, als wenn dieselbe mit einem Wärmeschutzmittel dicht bekleidet ist.

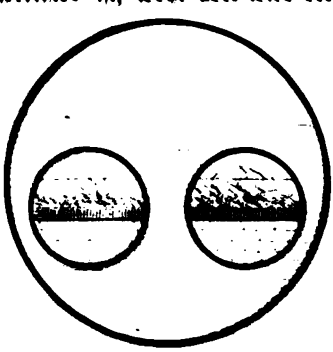


Fig. 39.

Alle vier dieser Zug-Anordnungen haben ihre Vor- und Nachtheile, so daß man von keiner behaupten kann, daß sie die beste sei.

b. Der Zweiflammrohrkessel.

Figur 39.

Derselbe ist dem Einflammrohrkessel in zweifacher Hinsicht überlegen, und zwar, einmal, weil er eine größere Heizfläche

als dieser besitzt, und zum andern eine sichere und bequemere Reinigung derjenigen Stellen gestattet, wo sich am meisten Schlamm und Kesselstein ablagert und festzubrennen pflegt, nämlich an der tiefsten Stelle des Mantels, welcher beim Einflammrohrkessel kaum beizukommen ist.

Was die zweckmäßigen Abmessungen eines Zweiflammrohrkessels anbetrifft, so kann man die nothwendigen Rohrweiten in ähnlicher Weise, wie beim Einflammrohrkessel dadurch ermitteln, daß man zunächst den Durchmesser der Flammrohre annimmt, und durch diese sowie die erforderlichen Entfernungen derselben von der Mantelfläche wie auch untereinander, feststellt. Den Durchmesser der Flammrohre eines Zweiflammrohrkessels nimmt man passend $= \frac{D}{3}$ wenn D den Manteldurchmesser bezeichnet.

Die Entfernung der beiden Flammrohre, welche man horizontal neben einander einzusetzen pflegt, muß so groß sein, daß sie einem erwachsenen Menschen gestattet, von oben zwischen den Rohren hindurch nach dem darunter befindlichen Raume zu gelangen, was für die Reinigung und die unerläßlichen Untersuchungen ein nothwendiges Erforderniß ist. Hierzu genügt ein lichter Abstand von 0,27 m.

Die Entfernung eines Flammrohres vom Mantel wird bedingt durch die Breite der beiden Nietflantsche, mittelst welcher einerseits die Rohre, andererseits der Mantel an die Böden angenietet werden müssen; dafür sind etwa 0,14 m zu rechnen.

Da die Flammrohre nun aber stets vom Wasser bedeckt sein müssen, und zwar so weit, daß der niedrigste Wasserstand im Kessel noch mindestens 0,1 m über dem höchsten Punkte der Flammrohre liegt, und um trotzdem noch für den Dampf einen ausreichenden Raum frei zu behalten, so legt man die Flammrohre nicht in der Höhe der geometrischen Achse des Mantels, sondern um 0,15 m bis 0,25 m tiefer, und es wird mit Rücksicht hierauf die nothwendige Entfernung von 0,14 m zwischen Flammrohr und Mantel um einen freien Spielraum zu erhalten auf 0,16 m erhöht.

Unter dieser Voraussetzung ergiebt sich der Durchmesser für den Mantel des Zweiflammrohrkessels

$$D = 2 \cdot 0{,}16 + 2 \cdot \frac{D}{3} + 0{,}27 \text{ woraus sich ergiebt}$$

$D = 1{,}77$ m als Durchmesser des Mantels für den kleinsten Zweiflammrohrkessel; und da wir $d = \frac{D}{3}$ angenommen haben, so folgt

$d = \frac{1{,}77}{3} = 0{,}59$ m als Durchmesser eines Flammrohrs. Ferner

muß die Summe der Querſchnitte von den beiden Flammrohren gleich ſein dem nothwendigen Zug-Querſchnitte, und nimmt man für dieſen wieder das Verhältniß von Heizfläche zu Zug-Querſchnitt — 80 : 1 an, und ſetzt die größte Keſſellänge auf 11 m feſt, ſo folgt:

$$\frac{\frac{D\,\pi}{2} + 2\,d\,\pi}{80} \cdot L = 2\,\frac{d^2\,\pi}{4},$$

und weil wir $d = \frac{D}{3}$ angenommen haben, ſo berechnet ſich hieraus $L = 3{,}8\ D$.

Somit ergeben ſich für den kleinſten Zweiflammrohrkeſſel ein Mantel-Durchmeſſer von $D = 1{,}77$ m.

Durchmeſſer der beiden Flammrohre $d = \frac{D}{3} = 0{,}59$ m

und die Länge des Keſſels $L = 3{,}8 \cdot 1{,}77 = 6{,}72$ m

Für den größten Zweiflammrohrkeſſel folgt:

Der Durchmeſſer des Mantels $D = \frac{11}{3{,}8} = 2{,}89$ m

„ „ der Flammrohre $d = \frac{D}{3} = \frac{2{,}89}{3} = 0{,}96$ m

Länge des Keſſels $L = 11$ m

Die Heizfläche würde ſich, unter derſelben Vorausſetzung, die wir beim Einflammrohrkeſſel gemacht haben, nämlich, daß von der Innenfläche eines Flammrohrs nur $\frac{2}{3}$ als wirkſame Heizfläche gelten können, wie folgt berechnen laſſen:

für den kleinſten Zweiflammrohrkeſſel

$$\left(\frac{D}{2}\,\pi + \frac{2}{3} \cdot 2\,d\,\pi\right) L = \left(\frac{1{,}77}{2} + \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot 0{,}59\right) \pi \cdot 6{,}7 = 35{,}2 \text{ qm}$$

und für den größten Zweiflammrohrkeſſel

$$\left(\frac{D}{2} + \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot d\right) \pi\, L = \left(\frac{2{,}85}{2} + \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot 0{,}96\right) \pi \cdot 11 = 93{,}5 \text{ qm}$$

In Bezug auf die Feuerung gilt für Zweiflammrohrkeſſel daſſelbe wie für die Einflammrohrkeſſel. Von einer Unterfeuerung ſieht man auch hier am beſten ganz ab. Kleine Zweiflammrohrkeſſel und ſolche, welche mit geringwerthigem Brennmaterial geheizt werden ſollen, wird man zweckmäßigerweiſe mit Vorfeuerung verſehen. Größere Zweiflammrohrkeſſel erhalten — gute Kohlen vorausgeſetzt — Innenfeuerung, und um für dieſe eine bequeme Bedienung des Roſtes zu erreichen, werden die Flammrohre oft im erſten Schuſſe weiter gemacht, als in den folgenden, damit der Roſt nicht zu lang

werde und die Feuerbrücke eine angemeſſene Höhe erhalte. Man geht mit der Erweiterung der Flammrohre für die Roſtlänge ſo weit, als es die gute Verbindung der Flammrohre mit der Stirnwand eben noch zuläßt, ohne Rückſicht darauf, daß die oben angegebene nothwendige Entfernung von 0,27 m für die Flammrohre in der Roſtlänge dann nicht mehr vorhanden ſein kann.

Für die Anordnung der Feuerzüge um den Keſſel gilt daſſelbe, was beim Einflammrohrkeſſel geſagt worden iſt.

Die Einführung des Speiſewaſſers bei Flammrohrkeſſeln hat ſtets an einer, vom Roſte möglichſt weit entfernten Stelle zu erfolgen und daſſelbe iſt vor Einführung in den Keſſel möglichſt weit vorzuwärmen, da die unter den Flammrohren befindliche große Waſſermaſſe ſchwer zu erwärmen iſt und beſonders beim Anheizen viel Zeit erfordert.

Flammrohrkeſſel haben einen genügend großen Dampf- und Waſſerraum, und entwickeln wegen des geringen Abſtandes der wirkſamen Heizfläche von dem großen Waſſerſpiegel, ziemlich raſch Dampf, erfordern aber eben deshalb auch eine beſonders aufmerkſame Wartung, da ein zu niedriger Waſſerſtand bei keinem andern Keſſel ſo gefährlich werden kann, als bei dem Flammrohrkeſſeln.

c) Der Dreiflammrohrkeſſel. Figur 40.

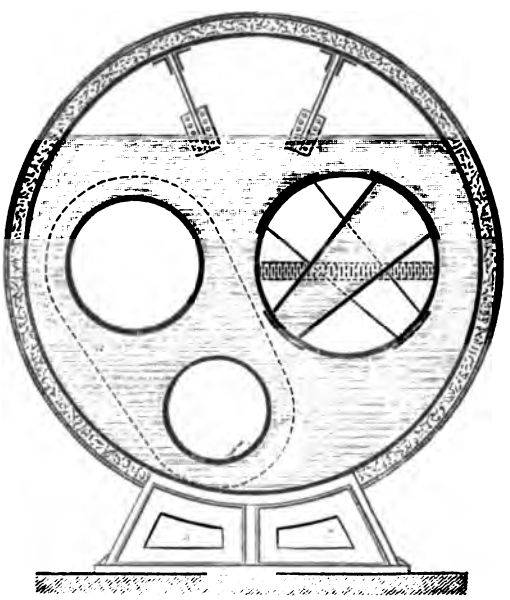


Fig. 40.

Seit einigen Jahren iſt auch ein Dreiflammrohrkeſſel konſtruirt und patentirt worden, der keiner Einmauerung bedarf, alſo auch leichter von einem Orte nach einem andern verſetzt werden kann, als ein eingemauerter. Derſelbe muß aber behufs der Reinigung und Unterſuchung befahrbar ſein, und deshalb einen ſehr weiten dickwandigen Mantel erhalten; er wird beſonders für einen hohen Dampfdruck empfohlen.

Bei dieſem Keſſel kommen die geometriſchen Achſen von zwei Flamm-

rohren, von denen das eine beſonders weit iſt, weil es den Roſt für die Innenfeuerung aufzunehmen hat, mit der Achſe des Mantels in ein und dieſelbe horizontale Ebene zu liegen. Das dritte Rohr, welches den geringſten Durchmeſſer hat, wird unter die beiden erſten gelegt und zwar ſo, daß die Entfernung zwiſchen je zwei Flammrohren mindeſtens 0,3 m beträgt, um das Befahren des Keſſels nicht allzuſehr zu erſchweren.

Das weiteſte Rohr enthält den Roſt, und die Heizgaſe nachdem ſie das erſte Rohr durchzogen haben, treten am Ende des Keſſels durch eine angebaute Wendekammer hindurch ins zweite Rohr, und ziehen in demſelben wieder nach vorn. Durch eine zweite Vorkammer gelangen die Heizgaſe ins dritte Rohr, aus welchem ſie hinten nach dem Schornſteine abziehen.

Das erſte weite Flammrohr iſt hinter dem Roſte durch ſogenannte Querſieder (Galloway-Röhren, von denen im Folgenden noch weiter die Rede ſein wird) verſteift, wahrſcheinlich, weil die ſonſt für Flammröhren üblichen Verſteifungsringe das Befahren und Reinigen des Keſſes allzuſehr erſchweren würden.

Der äußere Mantel wird ſo von den Heizgaſen gar nicht berührt, wird aber ſo viel als möglich gegen Abkühlung geſchützt, indem man ihm eine Bekleidung von Filz und Holz giebt und dieſe noch mit einem lackirten Blechmantel verſieht, wie es bei Lokomotivkeſſeln u. ſ. w. üblich iſt.

Der Keſſel wird auf zwei bis vier ſtarke Eiſenfüße geſtellt, die ihrerſeits auf einem ſoliden Fundamente ruhen. Er wird auch ſtehend angeordnet, und bietet dann allerdings eine beſſere Heizfläche, als andere ſtehende Keſſel, was wohl das Einzige iſt, was zu ſeiner Empfehlung angeführt werden könnte.

d) Der Wellrohr- oder Seitrohrkeſſel. Figur 41.

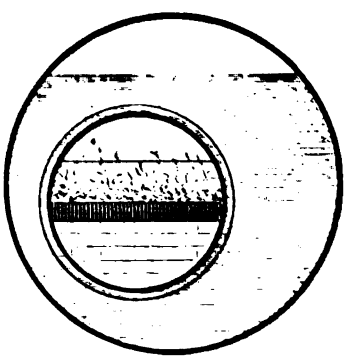


Fig. 41.

Derſelbe iſt ein Einflammrohrkeſſel von beſonders großen Dimenſionen, welche die hohe Widerſtandskraft des gewellten Blechs gegen ein Zuſammengedrücktwerden anzuwenden geſtatten.

Die Flammrohre haben den Druck des Dampfes von außen zu erleiden, welcher das Rohr flach zuſammenzudrücken beſtrebt iſt. Dieſes Zuſammendrücken tritt um ſo leichter ein, je weniger genau kreisrund der Querſchnitt eines von außen gepreßten Rohres iſt; eine genau kreisrunde Form der Rohre aber iſt durch die gewöhnliche Ueberblattungsvernietung gar nicht herſtellbar. Aus dieſem Grunde dürfen glatte Flammrohre nur

einen mäßigen Durchmeſſer haben, wenn ihre Blechſtärke nicht übermäßig groß werden ſoll.

Durch ein, dem Engländer Fox patentirtes Verfahren werden nun von der Geſellſchaft Schulz, Knaudt & Co. in Eſſen in der Längsfuge geſchweißte Rohre hergeſtellt und durch ein eigenthümliches Walzverfahren wellig gemacht, ſo daß ein Längsſchnitt wellenförmig erſcheint, während die Querſchnitte der Rohre Kreisringe von wechſelndem Durchmeſſer darſtellen. Der Unterſchied des kleinſten und des größten Durchmeſſers beträgt etwa 10 Zentimeter, ſo daß eine Welle 5 Zentimeter hoch iſt.

Durch dieſe wellige Form, ſowie durch den Wegfall der Nietung erlangen die genau kreisrund hergeſtellten Rohre eine außerordentliche Steifigkeit und Widerſtandskraft gegen äußere Preſſungen, und da ſolche Rohre in Weiten bis zu 1,2 m Durchmeſſer angefertigt werden, ſo eignen ſich dieſelben beſonders gut zu Flammrohren. Sie erfordern bei gleicher Widerſtandskraft nur eine verhältnißmäßig geringe Wandſtärke, liefern demnach eine beſſere, und wegen der gewellten Oberfläche auch größere Heizfläche als Flammrohre mit glatten Blechen.

Um nun auch den Fehler, welcher Einflammrohrkeſſeln eigenthümlich iſt, bei denen die geometriſchen Achſen von Mantel und Flammrohr in derſelben lothrechten Ebene liegen, zu umgehen, haben Schulz & Knaudt einen Flammrohrkeſſel konſtruirt, bei welchem das weite, aus Wellblech hergeſtellte Flammrohr aus der Mitte nach einer Seite, dem Mantel nahe gerückt iſt, ſo daß der letztere in ſeinen tiefſten Punkten, wo ſich leicht Schlamm und Keſſelſtein anhäufen, zugänglicher und bequemer zu reinigen iſt, als bei den gewöhnlichen Einflammrohrkeſſeln.

Die große Weite des Flammrohrs geſtattet auch eine beſſere Unterbringung einer Innenfeuerung, und die wellige Form macht das Rohr der Länge nach in einem mäßigen Grade nachgiebig, in Folge deſſen die Bewegungen, welche durch die ungleiche Erwärmung von Mantel und Flammrohr eintreten, auf die Verbindungen der Rohre mit den Stirnwänden nicht in dem Maaße zerſtörend einwirken können, wie dies bei Flammrohren aus glatten Blechen geſchieht.

Dergleichen Wellrohrkeſſel werden 10 bis 12 m lang, und mit Mänteln von 2 m bis 2,4 m Durchmeſſer hergeſtellt.

Wenn nun auch auf der einen Seite durch eine geringere Wanddicke des Flammrohrs eine mäßige Verringerung des Gewichts für dieſes eintritt, ſo werden doch Keſſel von den angegebenen Abmeſſungen immerhin ſehr ſchwer und gefährlich wegen der übergroßen Wanddicke der Mäntel von Keſſeln für hohe Dampfſpannungen ſein.

e) Vor- und Nachtheile der Flammrohrkeſſel.

Ein Vorzug der Flammrohrkeſſel iſt die größere Einfachheit der Einmauerung gegenüber z. B. derjenigen der Siederkeſſel. Wärmeverluſte, welche durch große Abkühlungsflächen entſtehen, können bei Flammrohrkeſſeln nicht leicht eine ſolche Höhe erreichen, wie bei andern Keſſeln, weil die erſte Hitze der Feuerung durch das Flammrohr ſchon von ſelbſt beſſer zuſammengehalten wird.

Im Vergleich mit einfachen Walzenkeſſeln haben Flammrohrkeſſel allerdings den Vorzug, daß ſie bei derſelben Grundfläche eine viel größere Heizfläche beſitzen; gut konſtruirten Siederrohrkeſſeln aber ſtehen ſie hierin ſchon nach, weit mehr aber noch hinſichtlich ihres Gewichts und Preiſes. Andere Vorzüge aber, als die eben genannten laſſen ſich für Flammrohrkeſſel nicht auffinden, falls man ſie nicht eben mit ſchlechteren Dampfkeſſeln vergleicht.

Was dagegen die Fehler und Mängel der Flammrohrkeſſel anlangt, ſo iſt ihre Zahl und Größe bedeutender, als bei irgend einer andern Keſſelkonſtruktion. Der erſte Fehler eines Flammrohrkeſſels beſteht darin, daß er einen ausnahmsweiſe großen Durchmeſſer und in Folge deſſen große Wanddicke erfordert. Ein weiterer Fehler iſt der, daß die Flammrohre einem Drucke von außen zu widerſtehen haben, aus welchem Grunde dieſelben noch größere Wandſtärken bekommen müſſen, als wenn ſie bei demſelben Durchmeſſer einem gleich hohen innern Drucke ausgeſetzt werden.

Ferner werden die Böden der Flammrohrkeſſel wegen des bequemeren Einbaus der Flammrohre und anderer Gründe aus ebenen Blechplatten hergeſtellt, und dieſe müſſen deshalb ebenfalls dicker genommen werden, als es bei gewölbten Böden unter ſonſt gleichen Umſtänden nöthig wäre. Da nun die ſehr dicken Böden nur ſchwierig, bez. koſtſpielig mit Krampen verſehen werden können, ſo werden ſie meiſtens mit beſonders dicken Winkeleiſenringen, ſo wohl an den äußeren Mantel, als auch an die Flammrohre angenietet, was überall eine Rundnaht mehr erfordert, als bei der Verbindung mit der Krampe.

Weiter müſſen die ebenen Platten mit dem Mantel noch beſonders durch kräftige Anker verſteift und widerſtandsfähiger gemacht werden, was Alles das Gewicht, die Arbeit und auch die Koſten ſolcher Keſſel erhöht. Welchen großen Nachtheil aber dicke Keſſelwandungen, die als Heizflächen dienen müſſen, an und für ſich ſchon haben, iſt bereits weiter oben dargelegt worden,

Leider ſind aber hiermit die größten Fehler noch nicht alle auf gezählt. Um dieſe leichter zu erkennen, denke man ſich zunächſt einen einfachen Walzenkeſſel mit Unter- oder Vorfeuerung. Ein ſolcher wird während des

Betriebes an der unteren Seite ſtärker erhitzt als an der oberen; er dehnt ſich demnach unten mehr aus wie oben und erleidet in Folge deſſen eine Ausbauchung nach unten, welche ungehindert eintreten kann.

Läge er nun an beiden Enden auf ſeinen Unterſtützungen frei auf, ſo würde ſei eigenes Gewicht und das Gewicht des darin befindlichen Waſſers eine Durchbiegung des Keſſelkörpers hervorbringen welche die Ausbauchung nach unten noch verſtärkt. Iſt der Keſſel dagegen der ganzen Länge nach unterſtützt, ſo würde er im geheizten Zuſtande in Folge ſeiner Ausbauchung nach unten nur noch in der Mitte aufliegen können, d. h. in dem gekrümmten Zuſtande der untern Fläche müßten ſich die beiden Enden des Keſſels nach oben richten, alſo von den Unterſtützungen entfernen, ſo daß eine Auflage auf dem graden Lager nur noch in der Mitte möglich iſt. Das Gewicht des Keſſels mit dem Waſſer würde in dieſem Falle aber der Krümmung entgegen wirken, weil ſich nun der Keſſel in demſelben Falle befindet wie ein Balken, der in der Mitte unterſtützt, und an beiden Enden belaſtet iſt, wodurch eine Durchbiegung nach oben eintreten müßte, wie ſolches die übertrieben gezeichneten, nebenſtehenden Skizzen Figur 42 und 43 andeuten. Im letzteren Falle wird alſo der freien Ausbauchung nach unten durch die Auflage in der Mitte ſchon in einer gewaltſamen Weiſe entgegengewirkt.

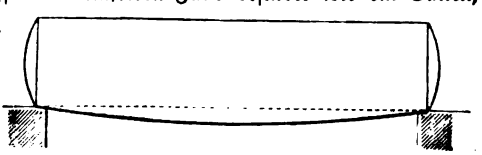


Fig. 42.

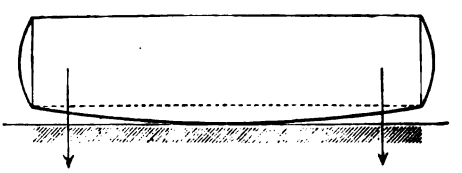


Fig. 43.

In beiden Fällen ſind die entſtehenden Materialſpannungen jedoch nicht ſehr gefährlich, weil die Formänderungen nicht ſo gewaltſam behindert ſind, und weil einem Eingedrücktwerden des Keſſelbauches im letzten Falle auch die im Innern herrſchende Dampfſpannung entgegenwirkt.

Anders iſt es aber bei einem Flammrohrkeſſel.

Die meiſten Flammrohrkeſſel haben Innenfeuerung, weil dieſe es gewöhnlich iſt, der zu Liebe gerade die Anſchaffung eines ſolchen Keſſels erfolgt. Nehmen wir alſo einen ſolchen Zweiflammrohrkeſſel an. Die Flammrohre ſind nur an ihren beiden äußerſten Enden unterſtützt, da ſie ja nur im Zuſammenhange mit den Keſſelböden ſtehen, mit welchen ſie zuſammengenietet wurden. Im leeren, kalten Zuſtande des Keſſels erfahren die Flammrohre durch ihr Eigengewicht eine Durchbiegnng nach unten; iſt der Keſſel dagegen mit Waſſer gefüllt, ſo iſt der Auftrieb der Rohre größer

als ihr Eigengewicht und die vorher ſtattgefundene Durchbiegung nach unten, kehrt ſich in eine Durchbiegung nach oben um.

Iſt der Keſſel im Betriebe, ſo wird das Flammrohr oben bedeutend ſtärker erhitzt als unten und wird ſich in Folge deſſen noch ſtärker nach oben ausbauchen. Zugleich aber wird das Flammrohr, weil es im ganzen ſtärker erhitzt wird, als der äußere Mantel, ſich in der Länge mehr ausdehnen, als dieſer, und daher einen Druck auf die Keſſelböden nach außen ausüben, dem aber die ſtarken Böden, die an den dicken Mantel genietet, und mit ihm noch durch ſtarke Anker beſonders ſtarr verſteift ſind, nicht nachgeben können. Hieraus ergeben ſich nun Spannungen in dem Material der Flammröhre, der Böden und dem beide verbindenden Winkeleiſen, die bei dem häufigen Wechſel ebenſo viele Verbiegungen herbeiführen, und dies muß auf eine Zerſtörung des Materials hinwirken.

Außerdem belaſtet der Roſt mit Zubehör und Feuerbrücke das Flammrohr grade an einer Stelle, wo daſſelbe durch die Stichflamme der Feuerung ganz beſonders erhitzt und angegriffen wird, und da die Feſtigkeit des Eiſens mit der Zunahme der Temperatur bedeutend abnimmt, ſo iſt auch hierdurch eine Gefahr geſchaffen, die nicht zu unterſchätzen iſt.

Der Mantel eines Flammrohrkeſſels wird dagegen unten ſtärker als oben erwärmt und verhält ſich daher ebenſo, wie ein einfacher Walzenkeſſel, nur wird die Materialſpannung wegen der bedeutenden Dicke der Wandungen beſonders groß und gefährlich ſein. So wie die Flammrohre, ſo erleiden aber auch die Böden der Keſſel äußerſt verderbliche Spannungen. Die Flammrohre drücken oben ſtärker auf die Böden als unten und der Mantel drückt unten ſtärker als oben.

Der Boden kann daher nicht eben bleiben, wenn er dieſen Drucken nachgiebt, ſondern ein lothrechter Durchſchnitt durch einen Boden würde eine mehrfach gebrochene Linie darſtellen. Werden nun wie gewöhnlich, die Böden mit dem Mantel durch ſtarke Dreiecksanker u. ſ. w. verſteift, alſo unnachgiebig gemacht, ſo werden die, durch die ungleichen Belaſtungen und ungleichen Erwärmungen angeſtrebten Dehnungen und Zuſammenziehungen des Materials nicht etwa aufgehoben, ſondern ſie werden nur mehr vertheilt und verſchleiert. Dieſe unausgeſetzt wiederkehrenden Vergewaltigungen des Keſſelmaterials arbeiten ſo mit ununterbrochen auf Zerſtörung deſſelben hin, und wenn auch in erſter Linie darunter die Krampen und die Wickelringe, mit denen die Flammrohre an die Böden angenietet ſind, zu leiden haben, ſo werden doch auch alle anderen Keſſeltheile in Mitleidenſchaft gezogen.

Alles hier Angeführte iſt für den ſachverſtändigen Techniker nichts

Neues und dies wird bei längerer Zeit im Betriebe geweſenen Flammrohrkeſſeln immer wieder beobachtet.

Um nun die Mängel, die ſich im Laufe der Zeit an den Flammrohrkeſſeln herausgeſtellt haben, zu beſeitigen, oder doch weniger nachtheilig zu geſtalten, ſind eine Reihe von Hülfskonſtruktionen erſonnen und in Anwendung gebracht worden, die jedoch die Uebelſtände nicht etwa beſeitigen, ſondern in der Regel nur die für den einen Theil nachtheiligen Spannungen auf einen anderen Theil übertragen und ſo die verderblichen Wirkungen nur verſchleiern. Einige von ſolchen, eine Verbeſſerung anſtrebender Konſtruktionen ſollen hier angeführt werden.

Damit die Flammrohre durch den Dampfdruck nicht mehr zuſammengedrückt werden können, wie ſolches früher öfter vorkam und worauf dann faſt immer eine Exploſion des Keſſels folgte, hat man die Flammrohre in mannichfacher Weiſe verſteift und widerſtandsfähiger gemacht, und zwar:

1. durch darüber gezogene Ringe von verſchiedener Form und Anordnung.

Nach Fairbairn verſteift man die glatten Flammrohre durch Winkeleiſenringe, welche auf einer Maſchine genau kreisrund gebogen und für neue Keſſel zuſammengeſchweißt werden. S. Figur 44.

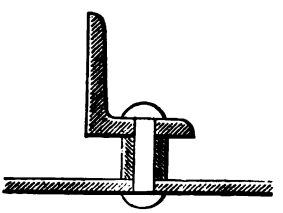


Fig. 44.

Dieſe Ringe haben eine Schenkellänge von 70 bis 80 mm und eine Dicke von 10 mm; ihr lichter Durchmeſſer iſt 60 mm größer, als der äußere Durchmeſſer des Flammrohrs.

Ueber der Mitte eines jeden Bundes von dem Flammrohre wird ein ſolcher Ring angebracht und mit Hülfe von zwiſchen gelegten kleinen Ringen in Entfernungen von etwa 150 mm mit dem Flammrohre vernietet. Die Niete bilden demnach kurze Stehbolzen, welche dem Ringe einen Abſtand von dem Flammrohre von 30 mm ſichern. Ein Zwiſchenraum zwiſchen Ring und Rohr iſt deshalb nöthig, damit daſſelbe unter dem Ringe vom Waſſer beſpült werde; ein zu kleiner Zwiſchenraum zwiſchen Winkelring und Flammrohr könnte ſich leicht mit Keſſelſtein ausfüllen, und dann würde das Blech an ſolchen Stellen bald durchbrennen. Bei fertigen Keſſeln müſſen dieſe Ringe aus aus 2 Hälften beſtehen, welche dann erſt im Keſſel mit doppelten Laſchen zuſammengenietet werden müſſen. Figur 45.

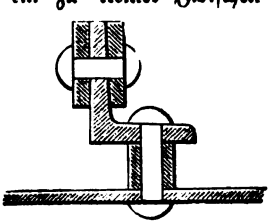


Fig. 45.

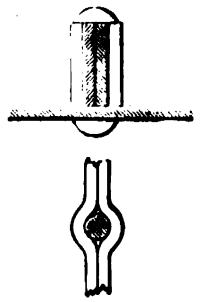


Fig. 46.

Böcking empfiehlt zuſammengenietete Doppelringe aus hochkantig gebogenem Flacheiſen nach Figur 46, welche ſich leichter von Keſſelſtein reinigen laſſen und die auch nachträglich im Keſſel eingeſetzt werden können, wenn man ſie aus 4 Halbringen mit verſetzten Fugen zuſammennietet.

Während vorſtehend beſchriebene Ringkonſtruktionen das Flammrohr in Mitten eines Bundes zu verſteifen beſtimmt ſind, kommen ähnliche Ringe auch an den Rundnähten zur Anwendung.

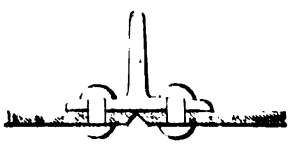


Fig. 47.

Hick verwendet T-Eiſen als Laſche zur Verbindung zweier Bunde eines Flammrohrs wie Figur 47 zeigt, wobei aber die für die Wärmeübertragung ungünſtige Verdoppelung des Bleches breiter ausfällt und eine Rundnaht mehr nöthig iſt, als bei einfacher Ueberblattung für die Nietnaht.

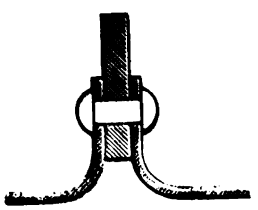


Fig. 48.

Aus dieſem Grunde empfiehlt ſich die Adamſon'ſche Verbindung zweier Rohrſchüſſe nach Figur 48, bei welcher dieſelben mit aufgekrempten Flantſchen verſehen ſind. Zwiſchen die aufgebogenen Flantſchen zweier Bunde wird dann mit einer einzigen Rundnaht ein breiter, zuſammengeſchweißter Flacheiſenring vernietet, wodurch eine ſehr wirkſame Verſteifung und auch eine gewiſſe Nachgiebigkeit der Verbindung erzielt wird: auch kommt bei derſelben kein Nietkopf mit dem Feuer in Berührung, weshalb dieſe Verbindung als die beſte und einfachſte Verſteifung bezeichnet werden muß.

Bedingung für ihre Anwendung iſt aber, ſehr gutes Material für die Rohrbunde, welche aus dem Blech, entgegengeſetzt der früher angegebenen Regel bei Herſtellung der Röhren für inneren Druck, ſo gebogen werden müſſen, daß die Faſerrichtung des Bleches parallel mit der Rohrachſe, und nicht in der Richtung des Umfanges zu liegen kommt, weil das Blech in der Querfaſer, ſonſt bei den unausbleiblichen Bewegungen in der Krempung einreißen würde.

Eine andere Verbindung zweier Rohrbunde für Flammrohre iſt die

mit dem Hill'schen Ringe. Dieser ist eine ringförmige breite Lasche, deren Querschnitt in der Mitte eine hohe, wellenförmige Ausbauchung zeigt. (Figur 49.)

Fig. 49.

Bei demselben werden aber wieder zwei Rundnähte statt einer nöthig und die Nietköpfe sind der unmittelbaren Einwirkung des Feuers ausgesetzt. Die Nachgiebigkeit ist allerdings etwas größer als bei gekrempten Bunden, es muß zu solchen Ringen jedoch gleichfalls ein vorzügliches Material zur Verwendung kommen. Die Ringe müssen auch aus Blech geschnitten, und nicht aus Flacheisen hergestellt werden, damit die Walzrichtung quer zur Längenrichtung der Lasche liegt, weil der Ring sonst ebenso, wie die vorher angegebenen Krempen, einreißen würde.

2. Eine wirksame Versteifung der Flammrohre hat man auch dadurch erreicht, daß man in dieselben konisch geformte Röhren quer einsteckte und solche mit den gegenüberstehenden Rohrwandungen vernietete. Diese Röhren, welche als große hohle Stehbolzen zu betrachten sind, verleihen dem Rohre eine große Widerstandsfähigkeit gegen das Zusammendrücken und werden Quersieder, oder nach ihrem Erfinder Galloway-Röhren genannt.

Da sie die Flammrohre diametral in sich kreuzenden Richtungen durchdringen, werden sie von dem Strome der Heizgase, der das Flammrohr durchzieht, rechtwinkelig getroffen, und weil sie vom Kesselwasser durchflossen werden, so bilden sie zugleich sehr wirksame Heizflächen, und veranlassen eine gute Mischung der durchströmenden Heizgase, sowie auch eine lebhafte Strömung in dem Kesselwasser.

Sie vergrößern demnach die Heizfläche der damit versehenen Flammrohrkessel (Galloway-Kessel) in recht wirksamer Weise, erschweren aber die Reinigung des Flammrohrs von Flugasche und sind selbst schwer von angesetztem Kesselstein zu reinigen. Da sie nun von den heißesten Feuergasen rechtwinkelig getroffen werden, so brennen sie leicht durch, wenn sie nicht ganz frei von Kesselstein sind.

Die Galloway-Röhren werden in der Längenrichtung geschweißt, haben also keine Nietnaht; an ihren Enden werden sie flantschenförmig aufgekrempt und diese Krempen werden an die Flammrohre angenietet. Um sie aber von außen in das Flammrohr einstecken zu können, werden sie konisch

konisch, d. h. an einem Ende ſo ſtark verjüngt, daß der Flanſch des engeren Endes kleiner iſt, als das Loch für das weite Ende wie Figur 50 zeigt.

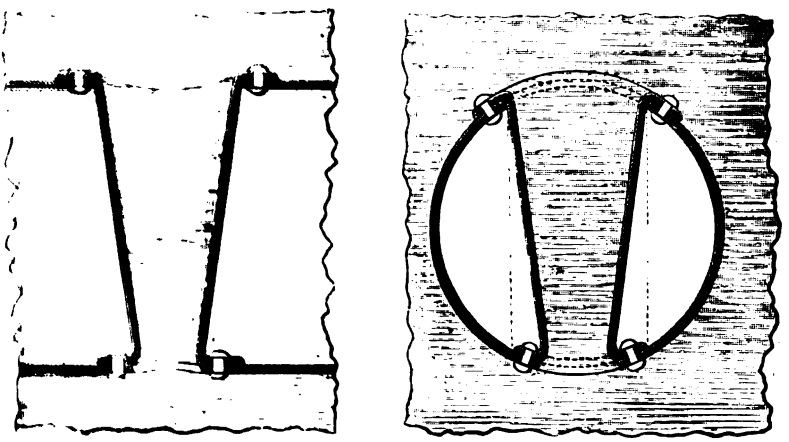


Fig. 50.

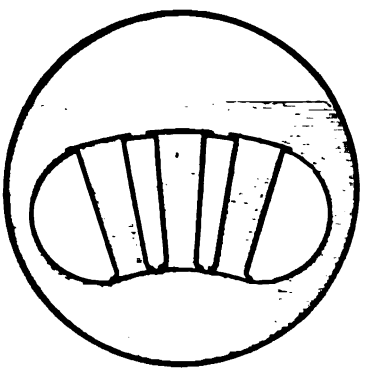


Fig. 51.

Durch Anwendung von Galloway-Röhren iſt es ſogar möglich, den Flammrohren ſtatt eines kreisförmigen Querſchnitts einen ſolchen von elliptiſcher oder nierenförmiger Geſtalt zu geben, wie Figur 51 zeigt.

In der wirkſamſten Weiſe aber wird der Zweck der Rohrverſteifung erreicht durch Anwendung von Wellblech ſtatt des glatten Bleches wie ſchon beim Wellrohrkeſſel angeführt wurde.

Außer der Nothwendigkeit, die Flammrohre durch Verſteifung gegen Zuſammenklappen zu ſchützen, machte ſich bald die Forderung geltend, die ebenen Böden widerſtandsfähiger zu geſtalten gegen die Ausbauchung, welche ſie einerſeits durch den Dampfdruck, und andrerſeits durch die ſich ſtärker als der Mantel ausdehnenden Flammrohre erfahren.

Anſtatt für die Abhülfe dieſes Uebelſtandes nun den richtigen Weg einzuſchlagen, wie neuerdings Schulz, Knaudt & Co. gethan haben, d. h. die ebenen Böden zu verwerfen und durch gewölbte zu erſetzen, hat man die dicken Böden mit den dicken Keſſelmänteln mit noch dickeren

Winkeleisenringen vernietet und noch durch Anker und Blechzwickel starr und unnachgiebig gemacht, und dadurch die gefährlichen Querschnitte in die Verbindung zwischen Flammrohr und Kesselboden verlegt.

Weil runde Anker, die man zuerst zur Versteifung angewendet hatte, Wirkung hatten, so ersetzt man sie durch breite Dreiecksanker wie Figur 52 zeigt, wodurch wieder andere nachtheilige Folgen entstehen.

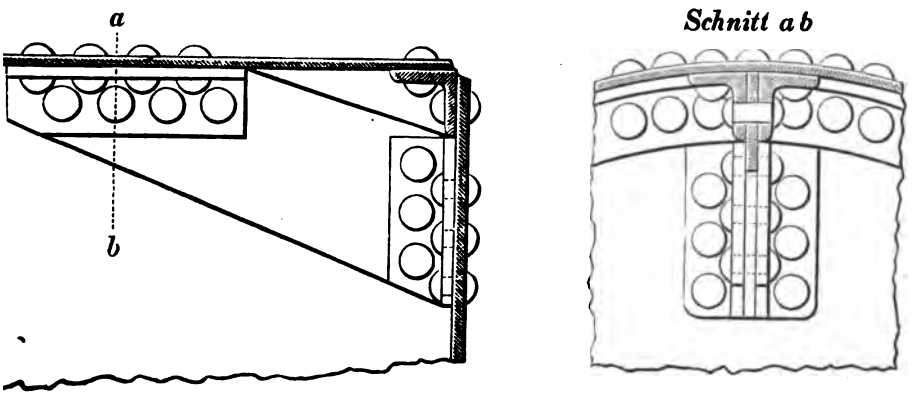


Fig. 52.

Es ist wohl nicht schwer einzusehen, daß man auf diese Weise sich nur immer im Kreise bewegt und nicht zum Ziele kommt.

Weil die Mittel das Uebel nicht bessern, sondern verschlimmern. Je mehr Masse und Gewicht man in den Kessel wirft, desto theurer wird derselbe und desto Verderben bringender werden die Explosionen solcher Ungethüme.

Die ersten Flammrohrkessel waren (nach englischen Maaßen) 32 Fuß lang, hatten ein Flammrohr von 4 Fuß Weite und einen Mantel von $6\frac{1}{2}$ Fuß Durchmesser. Hinter der Innenfeuerung lag noch im Flammrohre ein Siederohr von $1\frac{1}{4}$ Fuß Durchmesser. Außerdem waren die Kessel in bester Weise gegen Abkühlung geschützt, und deshalb darf es nicht befremden, wenn sie bei einem Dampfdruck von nur etwa 3 Atmosphären, und bei Verwendung bester englischer Steinkohlen eine ungleich bessere Verdampfung ergaben, als andere Kessel der damaligen Zeit (vor mehr als 50 Jahren) und unter ganz anderen Verhältnissen.

Diesem Umstande ist es zuzuschreiben, daß die Flammrohrkessel von da an sehr beliebt wurden und nach und nach eine Verbreitung gefunden haben, die sie unter den heutigen Verhältnissen durchaus nicht mehr verdienen.

Wenn es an und für sich zwar richtig ist, daß die Wärme bei keiner andern Feuerung so vollkommen ausgenutzt werden kann, als durch eine Innenfeuerung, so übersieht man dabei, daß Dampfkessel, bei denen eine

[illegible] nicht gut sein können. Solche Kessel [illegible] weil bei ihnen große Wanddicken eine nicht zu umgehende Nothwendigkeit sind, nicht nur unvortheilhaft hinsichtlich der Wärmeübertragung, sondern auch äußerst gefährlich, wie früher nachgewiesen wurde.

Man könnte sich hierbei nun wohl zu der Frage veranlaßt fühlen: [illegible] die Vortheile einer Dampfkessel-Innenfeuerung vielleicht so [illegible] sind, daß man aus diesem Grunde, um [illegible] nicht Verzicht leisten zu müssen, sich dennoch nicht scheut, [illegible] auf sich zu nehmen, so ist diese Frage mit Nein zu [illegible] wie dies oben ist nachgewiesen worden ist.

4. Röhrenkessel.

a) Heizröhrenkessel.

Stellt man sich in einen Walzenkessel mit ebenen Böden an Stelle der Flammröhre eine große Anzahl enge Röhren parallel mit der Kesselachse eingebaut, so entsteht ein sogenannter Feuerröhren- oder Heizröhrenkessel, den man früher einfach Röhrenkessel nannte.

Die Röhren, welche gerade so, wie die Flammröhre, außen von Wasser bespült werden und durch deren Hohlraum die Heizgase ziehen, haben auch den im Kessel herrschenden Druck auf ihrer Außenfläche zu tragen. Da sie aber nur einen geringen Durchmesser, keine Nietnaht, dabei aber einen genau kreisrunden Querschnitt haben, der durch das Ziehen auf Röhrenziehbänken leicht herzustellen ist, so folgt daraus, daß sie selbst bei hohem Druck nur eine geringe Wandstärke nöthig haben, und in Folge dessen eine vorzügliche Heizfläche bieten.

Weil man nun in einen mäßig weiten Kessel sehr viele, bis 300 und mehr solcher Heizröhren einbauen kann, indem sie ohne Nietflantsche in die [illegible] des Kessels dicht eingesetzt werden können, so bietet ein solcher Kessel außer einer sehr guten auch eine sehr große Heizfläche, und daraus folgt wieder, daß ein Heizröhrenkessel nicht sehr lang zu sein braucht, weil die Wärmeübertragung in den vielen Röhren sich schon auf kurzem Wege vollzieht.

Die Wärme der Heizgase muß hier nothwendiger Weise viel besser und schneller aufgenommen und auf das Wasser übertragen werden als bei allen bisher genannten Kesseln, weil sich der Strom der Heizgase hier in [illegible] so viele dünne Stränge theilen muß, als Röhren vorhanden sind, wodurch die Wassertheilchen so viele Berührungspunkte mit ganz vorzüglicher Heizfläche finden, daß sie schnell ihre Wärme an die kalten Kesselwände abgeben müssen.

Ein ſolcher Röhrenkeſſel erfordert aber eine Vorfeuerung, weil eine Innenfeuerung wegen Kleinheit der Röhren natürlich ausgeſchloſſen iſt, und eine Unterfeuerung dieſelben Nachtheile wie beim Flammrohrkeſſel, und zwar in einem noch höheren Grade herbeiführen müßte.

Die Heizröhren wurden früher in der Regel aus Meſſingblech mit gelötheten Nähten hergeſtellt; jetzt werden dieſelben durch die billigeren, geſchweißten und gezogenen Röhren aus weichem Schweißeiſen, oder auch durch Stahlröhren erſetzt.

Der äußere Durchmeſſer der Heizröhren beträgt gewöhnlich 44 bis 90 mm, ihre Wandſtärke 2 bis 4 mm höchſtens 5 mm und ihre Länge 3 bis 4 m, obgleich auch dergleichen Röhren bis zu einem Durchmeſſer von 260 mm bei 9 mm Wanddicke und einer Länge bis 5 m vorkommen.

Je enger und dünnwandiger die Röhren ſind, deſto kürzer müſſen ſie ſein, einmal, weil enge Röhren einen ſtärkeren Zug für die Heizgaſe erfordern, und für's Zweite, damit die Abkühlung der Gaſe nicht ſo weit gehe, daß ihre Temperatur nicht mehr ausreicht, um den nöthigen, kräftigen Schornſteinzug zu erzeugen. Allzu eng dürfen die Röhren auch nicht ſein, weil ihre innere Reinigung von Ruß und Aſche ſich ſonſt nicht mehr raſch und leicht ausführen läßt, und daher kann man eine lichte Weite von 40 mm als untere Grenze annehmen. Je weiter man ſie dagegen nimmt, deſto größer muß ihre Wandſtärke werden und deſto kleiner wird auch die Heizfläche ausfallen. Das Verhältniß der Länge der Röhren (welche immer gleich der Keſſellänge iſt) zu ihrem Durchmeſſer iſt hauptſächlich von dem vorhandenem Zuge abhängig und ſchwankt in der Regel zwiſchen 40 und 80. Erſteres Verhältniß findet man gewöhnlich bei Lokomobilkeſſeln, letzteres bei Lokomotivkeſſeln wegen des, bei dieſen vorhandenen viel kräftigeren Zuges; denn je ſtärker derſelbe iſt, deſto länger können natürlich auch die Heizröhren ſein.

Alle Lokomotivkeſſel ſind Heizröhrenkeſſel und man darf wohl ſagen, daß die Lokomotiven gerade dieſen Keſſeln ihr Daſein verdanken. Da ein Lokomotivkeſſel nicht, wie ein feſtſtehender Keſſel, eingemauert werden kann, ſo baut man die, für einen Heizröhrenkeſſel nöthige Vorfeuerung in den Keſſel ſelbſt ein, indem man den Feuerraum aus metallenen Wänden herſtellt und dieſe, um keinen Verluſt an Wärme zu erleiden, von dem Keſſelwaſſer beſpülen läßt, ſo daß der Feuerraum als Theil des Keſſels ſelbſt erſcheint.

Dieſen Theil des Keſſels, welcher die Feuerung, d. h. den Roſt, den Feuerungs- und Aſchenraum umſchließt, nennt man Feuerkiſte oder Feuerbüchſe; dieſelbe erſcheint gewöhnlich als ein viereckiger, unten offener aber

doppelwandiger Kaſten, bei welchem die untere Oeffnung durch den Roſt geſchloſſen wird. Die innere Wand deſſelben iſt bei den Lokomotiven gewöhnlich aus dicken Kupferplatten von 15 bis 26 mm Stärke hergeſtellt.

Sie wird mit der äußeren, dieſelbe in einem Abſtande von etwa 100 mm umhüllenden Wand mittels Stehbolzen verbunden und verſteift. Der hierdurch entſtehende Zwiſchenraum iſt mit dem Keſſelwaſſer angefüllt. Die obere innere Wandung der Feuerbüchſe, weil in der Regel in größerem Abſtande von der ſich darüber hinziehenden äußeren Keſſelwand, wird gegen das Eingedrücktwerden noch beſonders verſteift.

Da die Vorzüge des Lokomotivkeſſel bald erkannt wurden, ſo lag das Beſtreben nahe, die Konſtruktion auch auf feſtſtehende Keſſel anzuwenden, doch iſt man bald wieder davon zurückgekommen weil man, um eine gleich gute Wirkung wie bei Lokomotiven zu erreichen, eines Schornſteinzuges von der Stärke bedarf, wie ihn die Lokomotive durch das Ausblaſerohr erhält. Dagegen hat der Heizröhrenkeſſel ſeinen Platz behauptet bei den transportablen Keſſeln, namentlich der Lokomobilen, bei welchen in ähnlicher Weiſe wie bei den Lokomotiven, der nöthige Zug künſtlich durch Ausblaſen des Abdampfs in den niedrigen Schornſtein herbeigeführt wird.

Wenn nun Heizröhrenkeſſeln auf der einen Seite eine ſehr gute Heizfläche eigenthümlich iſt, ſo beſitzen ſie doch andererſeits auch ihre Mängel. Zunächſt können die Heizröhren nicht wie Flammrohre mit den Keſſelböden vernietet werden, ſondern werden in die genau ausgebohrten Löcher der Böden eingetrieben; ihre Mündungen werden behufs dichten Schluſſes durch Auswalzen etwas erweitert, und ſomit gewiſſermaßen mit den Keſſelböden vernietet und gedichtet. Sie bilden ſomit Anker, welche die gegenüberliegenden Keſſelſtirnwände mit einander verſteifen. Es kann daher nicht ausbleiben, daß während des Betriebes öfter Undichtheiten, in Folge der ungleichen Erwärmung der Röhren und des, das Röhrenſiſtem umſchließenden dicken Mantels eintreten, die für einen ungeſtörten Fabrikbetrieb ſehr läſtig werden, während man ſie beim Eiſenbahnbetriebe mit in den Kauf nehmen muß, was hier um ſo leichter geſchehen kann, als man von keiner Lokomotive verlangt, daß ſie wochen- und monatelang in ununterbrochenem Betriebe bleiben, wie die Dampfkeſſel der meiſten Induſtrien.

Einen ganz beſonderen Nachtheil haben die Heizröhrenkeſſel außerdem in ſo fern, als ſie ſich nur äußerſt ſchwer, und auch nur theilweiſe von Keſſelſtein reinigen laſſen; auch wenn ein Heizröhrenkeſſel ſo groß wäre, daß er befahren werden kann, ſo iſt es doch nicht möglich, allen einzelnen Röhren die man (um Raum zu ſparen), mit nur kleinen Zwiſchenräumen einbaut, behufs ihrer Reinigung beizukommen. Man muß ſich dabei immer

darauf beſchränken, von den wenigen Röhren, zu denen man gelangen kann, den Keſſelſtein-Beſchlag abzukratzen, ſo gut oder ſo ſchlecht als dies eben angeht.

Für Lokomobilen, für welche es bislang (ebenſo wie für Lokomotiven) keine beſſeren, als die Heizröhrenkeſſel giebt, und welche wegen des naturgemäß beſchränkten Raumes gar nicht zu befahren ſind, iſt dadurch eine Abhülfe geſchaffen worden, daß man die Keſſelböden, in welchen die Heizröhren befeſtigt ſind, nicht in feſte Verbindung mit dem Mantel bringt, ſondern dieſelben lösbar einrichtet und es auf ſolche Weiſe ermöglicht, daß nach Löſung der Schrauben die Böden nebſt dem ganzen Röhrenſiſtem aus dem Mantel herausgezogen werden können. Dann kann man zwar von allen Seiten zu dem Röhrenſiſtem gelangen, aber doch nur die äußerſten Röhren abkratzen; die mehr nach innen und in der Mitte des ganzen Bündels liegenden Röhren muß man dennoch ungeputzt laſſen. Das beſte Mittel wird hier, wie überhaupt beim Dampfkeſſelbetriebe immer bleiben, möglichſt reines Speiſewaſſer zu verwenden.

Figur 53 zeigt einen Heizröhrenkeſſel ohne Feuerbüchſe, für welchen, wie ſchon bemerkt eine Vorfeuerung am paſſendſten iſt; die Feuergaſe ziehen

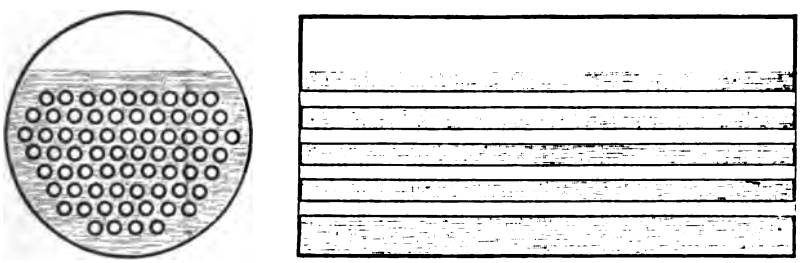


Fig. 53.

dann zunächſt durch die Heizröhren und können außen in Kanälen um und unter der Keſſelwand entlang geführt werden ebenſo wie bei einem Flammrohrkeſſel, vorausgeſetzt, daß dieſelben nicht in den Heizröhren ſich ſchon genügend abgekühlt haben, in welchem Falle die Gaſe gleich nach dem Schornſteine zu führen ſind, und man den Mantel des Keſſels mit einer gegen Abkühlung ſchützenden Umhüllung verſehen muß.

Für feſtſtehende Dampfanlagen iſt der einfache Heizröhrenkeſſel faſt nicht mehr im Gebrauche, wohl aber kommt er neuerdings häufiger in

verſchiedenen Verbindungen, ſo wohl in liegender als ſtehender Anordnung zur Anwendung. Sind die Röhren nicht zu lang, und iſt die Erwärmung derſelben nicht gar zu verſchieden von der Temperatur des Mantels, ſo halten die Röhren ziemlich lange dicht, und bewirken bei gutem reinen Speiſewaſſer eine kräftige Verdampfung; bei ſehr unreinem Speiſewaſſer jedoch ſind ſie auf die Daner unbrauchbar.

Figur 54 zeigt einen Heizröhrenkeſſel mit Feuerbüchſe wie er für Lokomotiven und Lokomobilen im Gebrauche ſteht. a iſt der Feuerraum,

Fig. 54.

b der Roſt, c die Feuerthür und d ſind die Heizröhren; e iſt die ſogenannte Rauchkammer in welche die Heizgaſe eintreten, nachdem ſie die Heizröhren paſſirt haben. Ueber der Rauchkammer erhebt ſich der kurze Blech-Schornſtein f, in deſſen untern Theile das Ausblaſerohr ausmündet, durch welches der Abdampf ſtoßweiſe ausſtrömt oder auspufft.

Daß die Heizröhrenkeſſel ebenſo, wie die Flammrohrkeſſel dickwandige Mäntel und ſtarke Böden erfordern, iſt leicht einzuſehen; da die Mäntel aber nur ſelten bei Lokomotiven und niemals bei Lokomobilen beheizt werden, ſo fällt der Nachtheil dicker Wandungen nicht ſo groß aus, als wenn dieſelben auch als Heizfläche dienen müßten. Hieraus folgt aber, daß Mantel und Röhren ſehr verſchiedene Temperaturen haben werden und ſich deshalb ungleich ausdehnen, wodurch die Gefahr des Undichtwerdens und Krummbiegens der Röhren aber geſteigert wird. Es iſt deshalb eine gute Umhüllung des Mantels zum Schutze des Keſſels gegen Abkühlung nach außen beſonders nothwendig.

Zur Exploſion kommen Heizröhrenkeſſel ſeltener, weil ihre Mäntel keiner

Abnutzung unterliegen, und sowohl Lokomotiven als Lokomobilen durchschnittlich öfter sachverständigen Untersuchungen unterzogen werden, als die Kessel feststehender Dampfanlagen; häufiger aber treten Rohrverbiegungen und Rohrbrüche ein, die im Allgemeinen aber ziemlich ungefährlich sind.

b) Wasserröhrenkessel.

Da enge, dünnwandige Röhren sehr gute Heizflächen geben, so hat man auch die umgekehrte Anordnung getroffen, indem man enge Röhren mit Wasser füllt, und solche eben so wie die Siederohre von außen beheizt. Auf diese Weise hergestellte Dampferzeuger nennt man Wasserröhrenkessel, zum Unterschiede von den Heizröhren- oder Feuerröhrenkesseln.

Die Wasserröhrenkessel bieten den letzteren gegenüber unter Anderem den großen Vortheil, daß sie keiner dickwandigen Mäntel bedürfen, da jedes einzelne, an beiden Enden geschlossene und zum Theil mit Wasser gefüllte enge Rohr schon einen kleinen Kessel darstellt. Vereinigt man nun eine größere Anzahl solcher Kesselchen mit einander und sorgt dafür, daß der in allen erzeugte Dampf sich in einem Gefäße ansammeln kann, und daß das in den Röhren verdampfte Wasser immer durch neues ersetzt wird, so hat man den besten und wirksamsten Dampferzeuger, der allerdings im Vergleiche zu der sehr großen Heizfläche innerhalb der Röhren nur einen kleinen Wasserraum, also auch die sich hieraus ergebenden Nachtheile besitzt, andererseits aber grade deshalb die schnellste und reichlichste Dampferzeugung möglich macht.

Hinsichtlich der Anordnung und Verbindung der Wasserröhren mit einander, sowie bezüglich der Größe und Gestaltung des erforderlichen Dampf- und Wasserraumes, mit welchen die Röhren in Verbindung gesetzt werden müssen, treten nun große Verschiedenheiten auf, und hierdurch ist eine ganze Reihe von eigenthümlichen Kesselsistemen entstanden, welche sich mehr oder weniger dem Ideal eines guten Dampferzeugers nähern.

a) Der Belleville-Kessel.

Werden die einzelnen Wasserröhren so mit einander verbunden, daß das Wasser und der entwickelte Dampf darin einen Schlangenweg von unten nach oben machen müssen, und ordnet man eine Reihe von solchen Rohrschlangen in vertikalen Ebenen nebeneinander an, bei welchen die unteren Enden mit einem gemeinschaftlichen, horizontalen Wasserrohr, und die oberen in gleicher Weise mit einem gemeinschaftlichen Dampfrohr in Verbindung stehen, so hat man den Wasserröhrenkessel von Belleville, der in Figur 55 schematisch dargestellt ist.

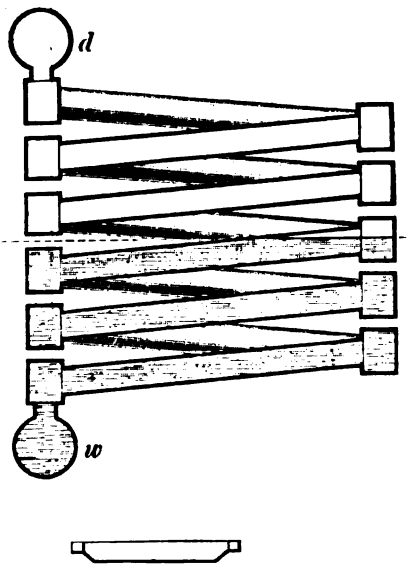


Fig. 55.

Die Rohrſchlangen beſtehen aus graden, ſchräg anſteigenden Röhren, die an ihren Enden durch horizontale Kapſeln abwechſelnd hinten und vorn mit einander in Verbindung ſtehen. Dies Rohrſiſtem iſt nur etwa bis zur Hälfte mit Waſſer gefüllt, und unmittelbar nnter den Röhren befindet ſich die Feuerung. Die Heizgaſe nehmen ihren Weg zwiſchen den Röhren hindurch nach oben, um hinten nach dem Schornſteine abzuziehen. Unten treffen die Heizgaſe daher auf mit Waſſer gefüllte, und oben auf mit Dampf gefüllte Röhren Das Speiſewaſſer wird in das gemeinſchaftliche Waſſerrohr w eingeführt, während die in dem gemeinſchaftlichen Dampfrohre d angeſammelten Dämpfe nach dem Orte des Verbrauchs abgeführt werden.

Von einer Waſſerſtrömung iſt hier natürlich keine Rede; das Waſſer ruht vielmehr in jeder einzelnen Rohrſchlange, und die Dampfblaſen, welche ſich ſchon in den unterſten Rohrlagen in bedeutender Menge entwickeln müſſen, weil ſolche gerade der erſten und ſtärkſten Hitze ausgeſetzt ſind, müſſen ſich durch das Waſſer in allen höher liegenden Rohrſtücken hindurch zwängen, um nach dem Dampfrohre zu kommen; dieſelben müſſen demnach viel Waſſer mit fortreißen, um ſo mehr, als das Dampfrohr nur geringe Größe hat, der entweichende Dampf alſo gar nicht zur Ruhe kommen kann. Das verdampfte Waſſer wird zwar aus dem gemeinſchaftlichen Waſſerrohre ſtetig erſetzt, doch müßte die Speiſung ganz ununterbrochen und genau in dem Verhältniſſe des wechſelnden Dampfverbrauchs erfolgen, wenn der Waſſerſtand im Keſſel auch nur annähernd eine beſtimmte Höhe behalten ſoll, was eben gar nicht ausführbar iſt.

Dieſes Keſſelſiſtem iſt demnach weit entfernt davon, den Anforderungen zu genügen, die man heutzutage an einen guten Dampferzeuger ſtellen kann. Wir verzichten deshalb darauf, Einzelheiten der Konſtruktion, ſo wie die eigenthümlichen Apparate, womit der Erfinder ſeine Keſſel zur ſelbſtthätigen

Regulirung des Waſſerſtandes und der Dampfſpannung ausgerüſtet hat, hier näher zu beſchreiben.

β) Waſſerröhrenkeſſel von Root.

Eine andere Anordnung der Röhren findet ſich bei dem Keſſel von Root, der in Figur 56 ſchematiſch dargeſtellt iſt. Bei dieſem ſind ebenfalls

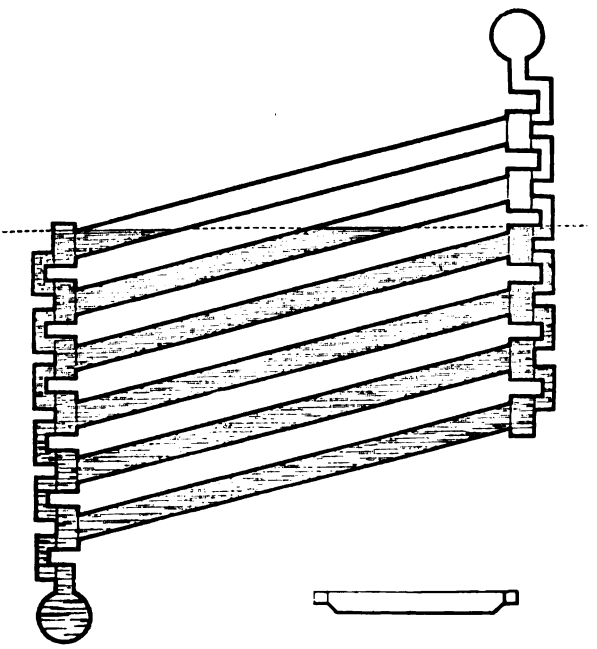


Fig. 56.

eine große Zahl ſchräganſteigender Röhren in lothrechten Ebenen übereinander angeordnet, doch ſo, daß ſie ſämmtlich unter ſich parallel, aber verſetzt liegen, damit die aufſteigenden Heizgaſe ſich mehrfach brechen und die Röhren ſchlangenförmig umzüngeln müſſen.

Die einzelnen Rohrſtücke ſind an ihren Enden ebenfalls mit Kapſeln verſchloſſen, jedoch ſo, daß jedes Rohr mit einem ſolchen der darüber, und einem der darunter liegenden Reihe in Verbindung ſteht. Hierdurch wird erreicht, daß die, ſich in einem unten liegenden Rohre entwickelnden Dampfblaſen nicht gezwungen ſind, erſt durch die darüber liegenden Rohre zu gehen, wie beim Belleville-Keſſel, ſondern bei ihrem Austritt aus dem Rohre durch die Verſchlußkappen gleich auf kürzeſtem Wege nach dem Dampfrohre gelangen können.

Das Dampfrohr, welches an der höchſten Stelle des Keſſels horizontal und quer über den Rohrreihen liegt, nimmt allen entwickelten Dampf auf

ebenso befindet sich auf der entgegengesetzten Seite quer unter den Siederöhren das Wasserrohr, aus welchem das Wasser nach den Röhren aufsteigen kann. Die Feuerung liegt bei dem Root'schen Kessel auch unter den Röhren, nur sind die Heizgase durch zwischen die Röhren eingeschobene Eisenplatten gezwungen, sich in einer Schlangenlinie zwischen den Röhren hindurch zu winden, bevor sie in den Schornstein gelangen.

Der Wasserstand im Kessel ist so bemessen, daß an der hinteren, niedriger liegenden Seite des Kessels alle Rohrenden noch unter dem Wasserspiegel liegen, während an der vorderen, hoch liegenden Seite nur 4 bis 5 Röhren mit Wasser vollständig gefüllt sind. Daß bei solcher Anordnung ebensowenig eine Wasserströmung in den Röhren möglich ist, leuchtet ohne Weiteres ein. Dies mag auch von den Erbauern solcher Kessel empfunden worden sein, denn bei späteren Ausführungen wurden in die unteren Rohrreihen besondere Zirkulationsröhren eingeschoben; was dieselben jedoch in dem ruhenden Wasser sollen, ist nicht erfindlich. Als besondere Empfehlung wird von Fabrikanten Root'scher Kessel noch angeführt, daß sich an den lose eingeschobenen Zirkulationsröhren Kesselstein niederschlage, der durch Herausziehen der Röhren und Abklopfen derselben leicht zu entfernen sei, was jedoch der Thatsache widerspricht, daß sich Kesselstein nur immer an der heißesten Kesselwand ansetzt und festbrennt, an welcher sich die meisten Dampfblasen entwickeln. An den ganz von Wasser angefüllten und von demselben umspülten Zirkulationsröhren kann eine Kesselsteinbildung überhaupt nicht stattfinden.

Die Höhe des Wasserstandes, sowie die Dampfspannung muß auch beim Root'schen Kessel ungemein schnell wechseln, und somit entspricht auch dieser nicht den Anforderungen, die man jetzt an einen guten Kessel zu stellen berechtigt ist.

Mehrere Wasserröhrenkessel-Konstruktionen, welche nach den Vorbildern von Belleville und von Root ausgeführt, und mit geringen oder größeren Abänderungen und Verbesserungen versehen wurden, aber ebensowenig vor einer strengen Kritik bestehen können, sollen hier gar nicht erst erwähnt werden.

Mangelhaft und umständlich sind an allen diesen Kesseln die Röhrenverbindungen durch Kapseln oder Kappen, bei denen Gummi-Einlagen und Schrauben nöthig sind, die sich bei hohen Dampfspannungen nicht bewähren können, abgesehen davon, daß diese Kapseln ursprünglich fast alle aus Gußeisen, später aus schmiedbarem Guß, und zuletzt aus Schmiedeeisen gemacht wurden, wodurch die Herstellung der Kessel sich theurer stellen muß, ohne daß damit viel erreicht wird.

Hauptfehler sind eben bei diesen Sistemen der sehr kleine Wasserraum, der niemals auf angemessener Höhe zu erhaltende Wasserstand, der gar zu geringe Vorrath von Wärme, Wasser und Dampf und der Uebelstand, daß der entweichende Dampf große Mengen von Wasser mit überreißt.

γ) Wasserröhrenkessel von Steinmüller.

Seit dem man auf der einen Seite von der großen Verdampfungsfähigkeit, auf der anderen aber auch von den Nachtheilen engröhriger Dampfkessel und der Unzulänglichkeit ihres gar zu unbedeutenden Dampf- und Wasserraums Ueberzeugung gewonnen hatte, war man selbstverständlich auf Beseitigung dieser Uebelstände bedacht, und so griffen L. & C. Steinmüller in Gummersbach auf einen Wasserröhrenkessel zurück, den Dr. Alban in Plau bereits vor etwa 50 Jahren konstruirt und wiederholt ausgeführt hat. Dieser Alban'sche Kessel besteht aus einem Bündel enger Siederöhren, welches zwischen zwei flachwandige, parallel gegenüberstehende Wasserkammern eingebaut ist. Ueber diesem Röhrenkessel befinden sich zwei einfache, mit einander, und mit den Wasserkammern des Röhrenkessels in Verbindung stehende Walzenkessel, von denen der untere etwa zur Hälfte mit Wasser gefüllt ist.

Sowohl der Röhrenkessel, als auch die beiden Walzenkessel befinden sich in einer geneigten Stellung. Während nun das Röhrensistem beheizt wird, entwickelt sich in den engen Röhren Dampf, und dieser steigt mit dem stark erhitzten und dadurch spezifisch leichter gewordenen Wasser in der höher stehenden Wasserkammer auf, und tritt in den Oberkessel ein. Der hierdurch in den Röhren entstehende Wassermangel wird auf der entgegengesetzten Seite durch das Herabsinken des Wassers aus dem Oberkessel in die tiefer stehende Wasserkammer und in die tiefer liegenden Röhrenenden sofort wieder aufgehoben.

Bei dieser Anordnung sind die engen Röhren sowohl, als auch die Wasserkammern stets vollständig mit Wasser gefüllt, und durch das ununterbrochene Aufsteigen des Dampfwassers in der hochstehenden, und das Niedersinken des dichteren, kälteren Wassers in die niedriger stehende Wasserkammer, findet ein lebhafter Kreislauf des Wassers in diesem Kesselsistem statt, welcher sehr viel zu einer guten Verdampfung beiträgt. Zugleich ist dem Mangel eines zu kleinen Wasser- und Dampfraumes in der einfachsten und naturgemäßesten Weise abgeholfen, und durch die Anordnung des zweiten Walzenkessels über dem ersten, die hier beide ebenfalls von den Heizgasen umspült werden, ist auch dafür gesorgt, daß der Dampf sich von dem mitgerissenen Wasser vollständig trennen und vollkommen trocken aus dem Kessel treten kann.

Damit die flachwandigen Waſſerkammern ſich durch den hohen inneren Druck nicht ausbauchen, ſind ihre gegenüberſtehenden Wandungen durch Stehbolzen gehörig verſteift. Die hierzu verwendeten Stehbolzen dienen zugleich als Verſchlußſchrauben für die Deckel, mit denen die Reinigungslöcher verſchloſſen ſind, die jedem Rohre gegenüber, in den äußeren Kammerwänden angebracht ſind.

Dieſes Keſſel-Siſtem nahmen ſich L. & C. Steinmüller zum Vorbilde, verbeſſerten und vereinfachten daſſelbe noch dadurch, daß ſie nur einen Oberkeſſel anordneten, der von den Heizgaſen gar nicht berührt wird, in dieſen aber einen ſinnreichen Waſſerabſcheider einbauten, und durch Anbringung von Schlammſammlern unter den Waſſerkammern dafür ſorgten, daß das Waſſer die abgeſchiedenen feſten Beſtandtheile dort fallen läßt, wo ſie ungefährlich ſind, und durch Abblaſen von Zeit zu Zeit aus dem Keſſel entfernt werden können.

So entſtand ein Waſſerröhrenkeſſel, der heute noch zu den beſten bis jetzt gebauten zu zählen iſt, und faſt allen Anforderungen entſpricht, die man an einen guten Dampferzeuger ſtellen kann.

Figur 57 zeigt den Steinmüller'ſchen Keſſel in einem lothrechten Längenſchnitt. A A ſind die Siederöhren, welche mit ihren Enden in die

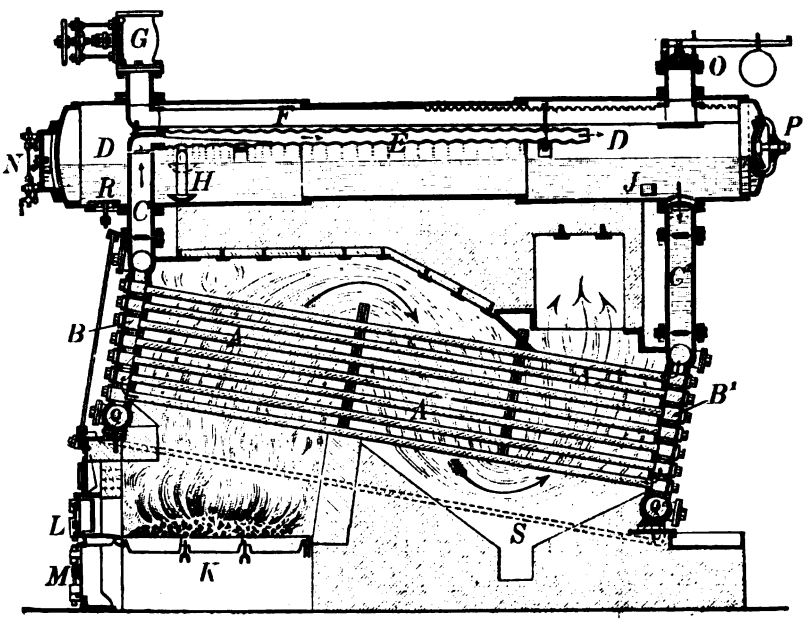


Fig. 57.

flachen Wände der Waſſerkammern B und B^1 dicht eingeſetzt ſind. Durch die Rohrſtutzen C und C^1 ſtehen die Waſſerkammern mit dem Oberkeſſel D in Verbindung, der etwa bis zur Hälfte mit Waſſer angefüllt iſt.

Indem das Waſſer aus dem hinteren Theile des Oberkeſſels durch den Stutzen C^1 in die Waſſerkammer B^1 herabſinkt, erſetzt es das Waſſer in dem Röhrenſiſtem in dem Maaße, in welchem das Dampfwaſſer durch die Kammer B und den Stutzen C nach dem Oberkeſſel aufſteigt. Dieſer Stutzen C überragt aber mit einem Knie den Waſſerſtand in dem Oberkeſſel, und das Gemiſch von Waſſer und Dampf tritt aus C zunächſt in einen langen geſchloſſenen Kaſten E von rechteckigem Querſchnitt aus glattem oder Wellblech, welcher in horizontaler Lage ſich weit in den Oberkeſſel hineinerſtreckt und nur an ſeinem Hinterende offen iſt. Der Boden dieſes Kaſtens, über welchen der Strom des Dampfwaſſers hinfließt und dadurch eine große Verdampfungs-Oberfläche erlangt, iſt mit vielen kleinen Löchern oder Schlitzen verſehen, durch welche das Waſſer, daß ſich auf dem langen Wege von dem Dampfe getrennt hat, nach unten abfließt. Der nun vom Waſſer befreite Dampf tritt erſt am Ende des Kaſtens in den Dampfraum des Oberkeſſels, in dem ſich zwar eine große, aber ruhige Waſſerfläche befindet, ſo daß derſelbe trocken bleibt.

Außer dieſem Waſſerabſcheider iſt in dem Oberkeſſel noch ein langes Rohr F eingebaut, in welches durch viele, oben angebrachte kleine Löcher der Dampf eintritt, um durch das Ventil G vollkommen trocken nach dem Orte des Gebrauchs geleitet zu werden. Das Speiſewaſſer wird durch das Rohr H in den Oberkeſſel an der Stelle eingeführt, wo das heißeſte Waſſer aus dem Waſſerabſcheider ausfließt, wodurch ſich das Speiſewaſſer bald bis auf die Dampftemperatur erwärmt, und bereits im Oberkeſſel ein großer Theil der feſten Beſtandtheile aus dem Waſſer als Schlamm ausgeſchieden wird. Dieſer Schlamm kann hier ruhig zu Boden ſinken und muß nach Erforderniß entfernt werden.

Die Einlage J im Oberkeſſel, kurz vor dem Stutzen C^1 hält einen großen Theil des den Boden bedeckenden Schlammes zurück und verhindert, daß derſelbe von dem nach hinten ziehenden Waſſer in die Waſſerkammer B^1 hineingeſchwemmt werde. Da der Schlamm aber nicht vollſtändig zurückgehalten wird, ſo haben die mit übergeriſſenen Unreinigkeiten Gelegenheit, ſich in den Schlammrohren Q und Q^1 an der tiefſten Stelle der Waſſerkammern abzuſetzen, aus welchen dieſelben von Zeit zu Zeit ausgeblaſen werden können.

Das Speiſewaſſer tritt nicht in vollem Strahle in den Oberkeſſel ein, ſondern ſtrömt erſt auf eine flache Schale, um ſich möglich nach allen Seiten ausbreiten und ſo ſich ſchnell erwärmen zu können.

Da das aus den Siederöhren ſich in den Oberkeſſel ergießende Waſſer ſich erſt dann mit dem Waſſer deſſelben miſcht, nachdem es von dem mitgeführten Dampfe befreit iſt, und da der Oberkeſſel andererſeits auch nicht beheizt wird, ſo iſt das darin befindliche Waſſer frei von Dampfblaſen, und daher dichter und ſchwerer, als das Gemiſch von Waſſer und Dampf in den Siederöhren. In Folge deſſen findet in dem Keſſelwaſſer ein ſo lebhafter Umlauf ſtatt, daß die ganze Waſſermaſſe des Keſſels in wenigen Minuten die Siederöhren durchſtrömt.

Der Roſt K liegt unter dem erſten Drittel des Röhrenbündels. Die Heizgaſe durchziehen wegen der, zu den Röhren rechtwinkelig angeordneten Scheidewände mehrere Male das Röhrenſiſtem in einer ſehr günſtigen Richtung, bevor ſie nach dem Schornſteine gelangen.

L iſt die Feuerthür, M eine Thür vor dem Aſchenfall, N der Waſſerſtandszeiger, O das Sicherheitsventil, P ein Mannloch, um den Keſſel befahren zu können, R ein Reinigungsloch und S ein Aſchenſack zur Ablagerung der Flug-Aſche.

δ) Andere Waſſerröhrenkeſſel mit 2 Waſſerkammern.

Da der Alban'ſche Waſſerröhrenkeſſel, bei dem die Röhren ebenſo, wie bei den Heizröhrenkeſſeln in die flachen Keſſelwände eingeſetzt und befeſtigt

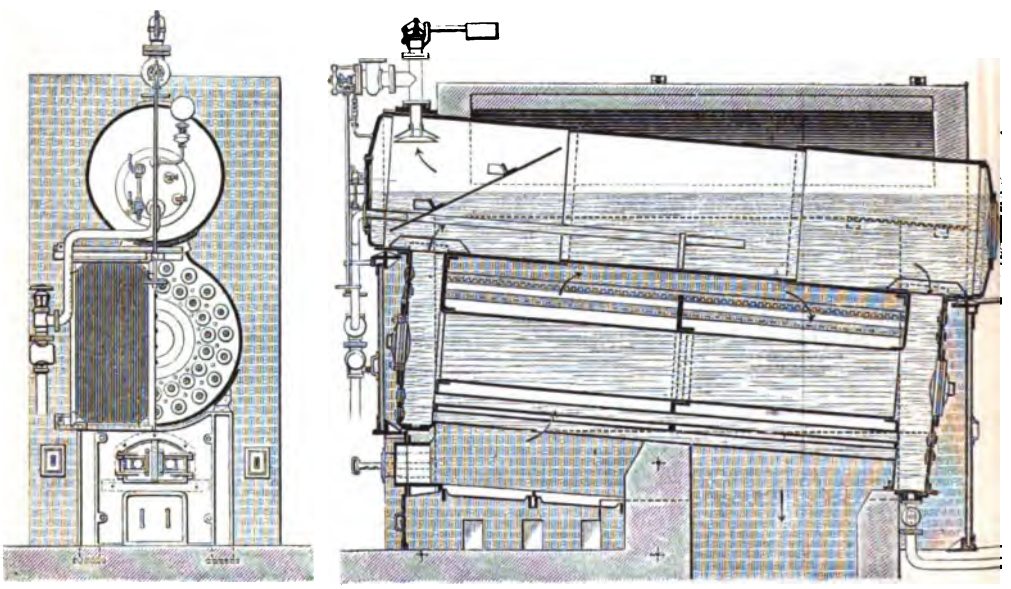


Fig. 58.

werden, durch kein Patent geschützt ist, so wird derselbe von mehreren Kesselfabriken nachgebaut, welche dann, um trockenen Dampf zu erhalten, statt des patentirten Steinmüller'schen Wasserabscheiders, irgend eine andere, eigenthümliche Einrichtung an ihren Kesseln anbringen.

Ein solcher Wasserröhrenkessel ist der von Heine, von dem Figur 58 einen senkrechten Längenschnitt (in seiner früheren Ausführung) zeigt.

Dieser Kessel unterscheidet sich von dem Steinmüller-Kessel nur dadurch, daß seine flachen Wasserkammern rund sind und sich in Mitten des in konzentrischen Kreisen angeordneten Bündels von engen, ein weites Siederohr von 0,3 m bis 0,8 m Durchmesser befindet, und daß der Oberkessel ebenfalls den Heizgasen ausgesetzt ist.

Bei den neueren Ausführungen des Heine-Kessels fehlt das weite Siederohr, wodurch der Kessel entschieden an Sicherheit gewinnt. Der weite Sieder wird besser durch enge Röhren ersetzt, da hierdurch zugleich eine größere Heizfläche erhalten wird.

Um trockenen Dampf zu erhalten, ist in dem Heine-Kessel über der Mündung des Stutzens, der die vordere, höher liegende Wasserkammer mit dem Kessel verbindet, eine schräge Platte angeordnet, welche das Spritzwasser von dem vorderen Dampfraume zurückhält, aus welchem die Dampfentnahme stattfindet. Zugleich wird dadurch dem Wasser, welches mit dem Dampfe in den Oberkessel eintritt, eine Richtung nach dem hinteren Kesseltheile gegeben, aus welchem das zur Speisung der Siederöhren erforderliche Wasser in die hintere Kammer niedersinkt. Bei geräumigem Oberkessel kann hierdurch recht wohl trockener Dampf erhalten werden. Das durch die vordere Stirnwand des Oberkessels eingeführte Speisewasser, dem durch ein langes, weit in den Kessel hineinragendes, mit der Kesselaxe paralleles Rohr ebenfalls die Richtung nach der hinteren Wasserkammer gegeben wird, befördert den Kreislauf des Wassers im Kessel, und der geräumige Schlammsack der hinten liegenden Wasserkammer giebt dem niedersinkenden Kesselwasser Gelegenheit, die ausgeschiedenen festen Bestandtheile dort abzusetzen, von wo sie durch Abblasen mittels des Hahnes unter dem Schlammsammler nach Erforderniß entfernt werden können.

Andere Kesselfabriken, wie z. B. Breda & Co. in Schkeuditz bei Leipzig, führen das Dampfwasser nur durch einen trichterförmig nach oben erweiterten Stutzen bis über den Wasserstand im Oberkessel, wo dasselbe zum Ueberlaufen kommt, während die Dampfentnahme aus dem Kessel durch ein langes, oben durchlöchertes Rohr von hinten her stattfindet, so daß der Dampf auch trocken aus dem Kessel tritt. Auch suchen diese und andere

Keſſelfabriken die Ablagerung des Schlammes in dem nicht geheizten Oberkeſſel dadurch zu begünſtigen, daß in demſelben rechtwinkelige Blecheinlagen eingeſtellt werden; der ſich am Keſſelboden ablagernde Schlamm wird dann durch ein langes durchlöchertes Rohr von Zeit zu Zeit entfernt.

Figur 59 zeigt Durchſchnitt und Vorder-Anſicht des Breda'ſchen Keſſels, deſſen Anordnung und Einzelheiten nach dem eben Geſagten leicht verſtändlich ſein dürften.

a) Waſſerröhrenkeſſel mit einer Waſſerkammer.

Während bei den vorherbeſchriebenen Keſſeln die Siederöhren in zwei Waſſerkammern eingebaut ſind, um die bei ſolchen Keſſeln durchaus nöthige Waſſer-Strömung herbeizuführen, haben die Keſſelfabriken von Dürr & Co. in Ratingen, E. Willmann in Dortmund und andere nur eine Waſſerkammer

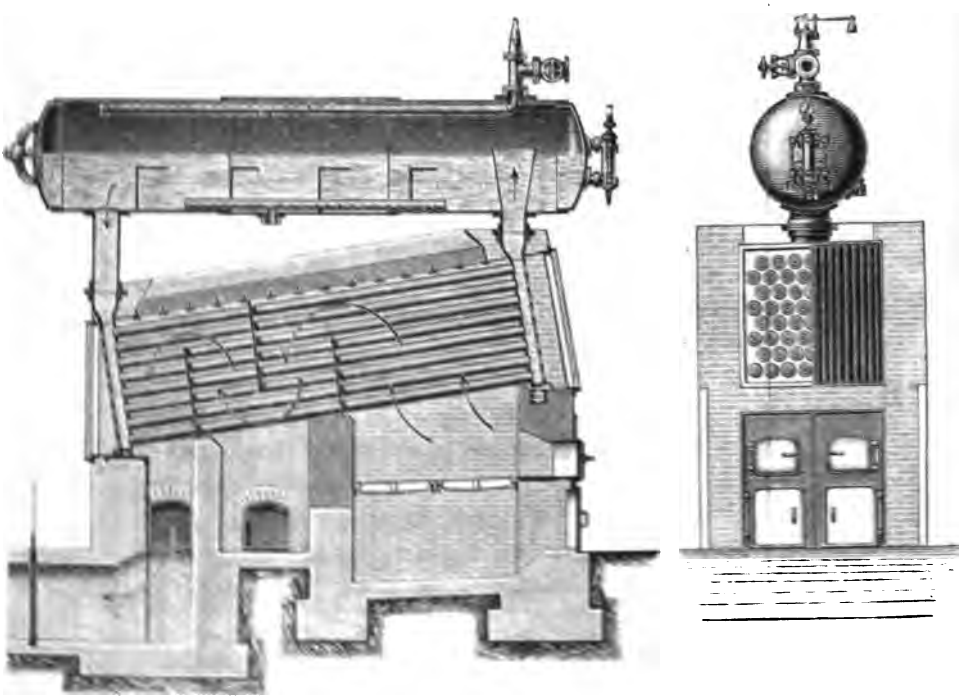


Fig. 59.

mit dem Oberkeſſel verbunden, in deren eine flache Wand die Siederöhren eingezogen werden.

Hierdurch wird ein großer Uebelstand beseitigt, der bei allen, an beiden Enden befestigten Röhren unvermeidlich ist, nämlich das Undichtwerden der Verbindungen, beziehungsweise das Krummbiegen der Röhren.

Da sich nämlich die Röhren, die Wasserkammern, und der mit ihnen in Verbindung stehende Oberkessel ungleich erwärmen, so müssen sie sich ungleich ausdehnen, und die Folge davon ist, daß sich entweder die Röhren krümmen, oder undicht werden. Sitzen die Röhren in den beiden Wasserkammern jedoch sehr fest, und krümmen sie sich auch nicht, so werden die beiden Kammern auseinander gedrängt und die Verbindung der Stutzen mit dem Oberkessel muß nachgeben, oder die Wandung des Oberkessels wird verbogen. Da nun bei einer darauf folgenden Erkaltung des Kessels die Bewegungen im entgegengesetzten Sinne stattfinden, so folgt, daß hier jeder Wechsel der Temperatur bei der Erwärmung und Erkaltung auf eine Zerstörung des Materials hinarbeitet und zu Undichtheiten, Rohrbrüchen und dergl. führen muß.

Sind dagegen die Siederöhren nur auf einer Seite in der Kesselwand befestigt, so können sie sich frei ausdehnen und zusammenziehen ohne gewaltsame Spannungen und Verbiegungen hervorzurufen.

Die Siederöhren sind dann am andern Ende geschlossen; um aber eine Wasserströmung in ihnen hervorzubringen, wird in jede einzelne Röhre eine beiderseits offene engere Röhre eingeschoben, die nicht ganz bis zum Boden der Siederöhre reicht. Die einzige Wasserkammer aber wird durch eine Zwischenwand in zwei Abtheilungen oder Zellen getheilt, und es sinkt in der einen derselben, mit welcher die engen Speiseröhren verbunden sind, das dichte, schwerere Kesselwasser nieder, womit die Siederöhren gespeist werden, während in der andern Zelle das Dampfwasser aufsteigt, um sich in den Oberkessel zuergießen und hier auf einem langen Wege den Dampf frei werden zulassen. Figur 60 f. S. zeigt den Kessel von Dürr & Co. Diese geben ihren Kesseln zwei etwas geneigte, parallel nebeneinander angeordnete Oberkessel, die aber an ihrem hinteren Ende durch einen horizontalen Stutzen mit einander in Verbindung stehen. Die Wasserkammer ist mit beiden Oberkesseln und zwar so verbunden, daß der eine mit der Dampfwasserzelle, der andere aber mit der Speisewasserzelle in Verbindung steht. Das Speisewasser wird in denjenigen der beiden Oberkessel eingeführt, in welchen das Dampfwasser aus den Siederöhren eintritt; hier mischt es sich mit dem letzteren, erwärmt sich dabei bis auf die Dampftemperatur, und kann auf dem langen Wege, den es zu nehmen hat, um in die Siederöhren zu gelangen, die dabei ausgeschiedenen festen Bestandtheile fallen lassen.

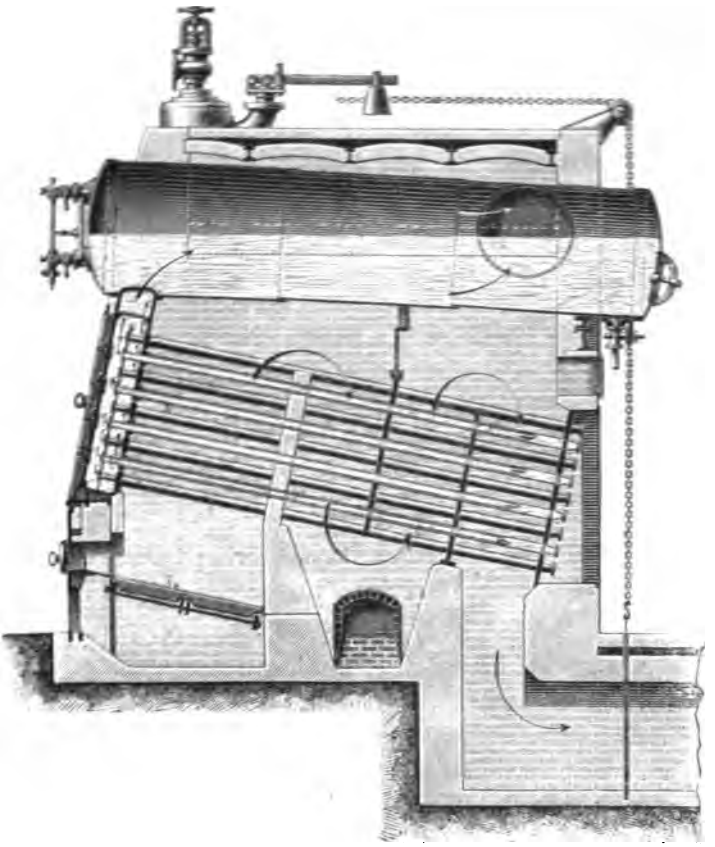


Fig. 60.

Das Speiſewaſſer muß beide Oberkeſſel in ihrer ganzen Länge durchſtrömen; ebenſo auch der Dampf, welcher auf dieſem Wege Zeit hat, ſich aus dem langſam hinfließenden Keſſelwaſſer frei zu machen ohne Waſſer mit fortzureißen, ſo daß er aus dem Keſſel trocken entnommen werden kann.

Bei Anwendung nur eines Oberkeſſels werden durch Einfügung einer lothrechten Mittelwand in denſelben zwei Abtheilungen geſchaffen, die nur hinten eine Verbindung des Dampfes und Waſſers geſtatten. Beides muß dann erſt die eine, und danach die andere Keſſelhälfte durchfließen, ſo daß die Wirkung dieſelbe iſt, wie bei zwei Oberkeſſeln.

Die flachwandige Waſſerkammer muß durch Stehbolzen gehörig verſteift werden, und da die Vorderwand jedem einzelnen Siederohre gegenüber mit einer verſchließbaren Oeffnung zu verſehen iſt, welche ein Herausnehmen

und Wiedereinſetzen der Röhren geſtattet, ſo muß auch die Zwiſchenwand in der Waſſerkammer, in welcher die engen Speiſerohre ausmünden, aus einzelnen Theilen zuſammengeſetzt werden. Außerdem ſind die Siederöhren an ihrem hinteren Ende je mit einem Verſchlußdeckel verſchraubt.

Dies alles macht den Keſſel ziemlich umſtändlich und daher theuer; auch muß der Schlamm nur unvollſtändig in den Oberkeſſeln zur Ablagerung kommen und kann daſelbſt auch feſtbrennen, weil die Oberkeſſel mit den Siederöhren gleichzeitig geheizt werden.

Siederöhren überhaupt horizontal oder ſchräg zu legen iſt ein doppelter Fehler, einmal, weil ſich auf ihnen Flugaſche ablagern kann, und dann weil dadurch den ſich entwickelnden Luft- und Dampfblaſen das ſchnelle Aufſteigen nach dem Dampfraume ſehr erſchwert, ein Durchbrennen der Röhren aber ungemein, ſelbſt bei dem reinſten Speiſewaſſer, begünſtigt wird.

ζ. Senkrechte Siederöhren.

Eine ganz eigenthümliche Einrichtung hat der neue Waſſerrohrkeſſel, Patent Hohlfeld (D. R.-P. Nr. 35077 und 39021), welcher in Figur 61 dargeſtellt iſt. *) Der Keſſel beſteht je nach der Größe ſeiner Heizfläche aus 2, 3 oder mehreren Röhrenbündeln und ſind dieſelben in der Weiſe

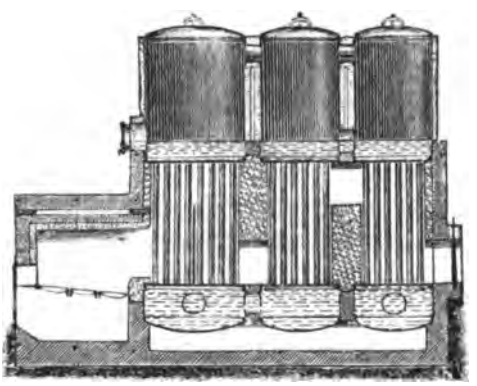


Fig. 61.

hergeſtellt, daß immer zwei Zilinder durch eine Anzahl Rohre verbunden ſind. Weſentlich und eigenthümlich iſt, daß die läſtigen Verſchlüſſe und Verdichtungen der einzelnen Rohre ganz fortfallen; der Verſchluß geſchieht in der einfachſten Weiſe durch Mannlöcher.

*) Derſelbe wird angefertigt von L. Koch, Sieghütte bei Siegen.

Die Speisung geschieht in dem untersten, hinteren Zilinder und das Wasser rückt durch das letzte Rohrsistem in den hinteren oberen Zilinder, tritt von hier in den nächsten oberen und durch das mittlere Röhrenbündel nach dem mittleren unteren, um schließlich durch den ersten unteren Zilinder und das erste Rohrsistem nach dem ersten oberen Zilinder zu gelangen.

Die Heizgase ziehen dem Wasserwege entgegengesetzt. Sie bestreichen zuerst das 1. Röhrenbündel, schlagen über die Mauerzungen nach dem zweiten u. s. f. Durch diese Anordnung ist das Gegenstromprinzip in Anwendung gebracht; an der kältesten Stelle wird gespeist und die vorderen, die größte Hitze empfangenden Röhren enthalten nur vollkommen reines, im höchsten Grade erwärmtes Wasser. Ueber dem Feuergewölbe ist ein Luftkanal eingeführt, in welchem die Luft stark vorgewärmt wird; dieselbe tritt beim ersten Röhrenbündel aus, vermischt sich mit den Gasen und bringt letztere zur vollständigen Verbrennung.

Durch die vertikale Anordnung der Rohre können die entwickelten Dampfbläschen ungehindert nach oben entweichen, jede stoßweise Bewegung des Wassers ist vermieden und ein Mitreißen des Wassers kann nicht erfolgen. Die lebhafte Wasserbewegung und senkrechte Lage der Rohre verhindert ein Ansetzen und Festbrennen von Kesselstein auf denselben. Die Ausscheidung der festen Bestandtheile erfolgt in den untersten Zilindern und hier ist eine Steinbildung ausgeschlossen, da die Flamme dieselben nicht umspült.

Ausbesserungen sind fast gänzlich ausgeschlossen, da weder Niete noch Naht im Feuer liegt, etwaige kleine Undichtigkeiten an den Rohren können leicht von jedem Schlosser durch Nachwalzen mit der Dichtmaschine behoben werden. Eine Explosion ist „gänzlich ausgeschlossen", da bei Wassermangel einfach das aus den undichten Rohren ausströmende Wasser das Feuer löschen würde. Als Vorzüge dieses Kessels werden bezeichnet:

Bedeutende Kohlen-Ersparniß, keine Rohrverschlüsse, Undichtwerden und Ausbesserungen fast ausgeschlossen, bequeme Reinigung innen und außen, Explosionssicherheit, billiger Anschaffungspreis.

7. Allgemeine Bemerkungen über die sogenannten nicht explodirenden Sicherheits-Dampfkessel. *)

Das Wort „nicht explodirbar" ist geeignet den Glauben zu erwecken, daß nun an einem solchen Kessel gar keine Unglücksfälle vorkommen können. Das ist irrthümlich.

*) Weinlig, Jahresbericht des Magdeburger Vereins für Dampfkesselbetrieb 1886.

Unzweifelhaft haben die engröhrigen Siederohrkeſſel, an richtiger Stelle angewendet, ihre Vorzüge, auch iſt ſicherlich die Exploſions-Wirkung verhältnißmäßig gering, aber die Anwendung des hohen Dampfdruckes bringt auch manche Gefahr mit ſich.

Nicht ſelten zerreißt ein über dem Feuer liegendes Rohr und der mit 10—15 Atm. herausſpritzende Waſſerſtrahl vermag erhebliche Zerſtörungen und Verletzungen hervorzubringen.

Folgender Fall ereignete ſich an einem Root'ſchen ſogenannten nichtexplodirbaren Dampfkeſſel von 42,6 qm Heizfläche und 2,0 qm Roſtfläche. Der Keſſel iſt zu 10 Atm. konzeſſionirt und arbeitet auch in Folge deſſen mit hohem Druck. Gefeuert wird derſelbe faſt ausſchließlich mit Holzabfällen. Das Speiſewaſſer hinterläßt viel Schlamm, welches ein ſehr häufiges Abblaſen des Keſſels bedingt und welches, nach Ausſage des Beſitzers, regelmäßig in beſtimmten Zwiſchenräumen auch geſchehen ſein ſoll.

Eines Tages iſt nun plötzlich ein im Feuerherde liegendes Rohr in dem Augenblick, wie der Heizer den Roſt beſchicken will, aufgeriſſen und der Heizer dabei ſchwer verletzt worden. Wie nachträglich durch die Unterſuchung nachgewieſen wurde, iſt das Rohr überhitzt geweſen, hat geglüht und in Folge deſſen zerplatzte es. Die aufgeriſſene Stelle, welche nicht in der Schweißnaht lag, war etwa 320 mm lang und 80 mm breit.

Ein zweiter Fall trug ſich bei einem Huldſchinsky'ſchen Keſſel (Schmidt's Patent) zu, wobei die Hausbewohner glücklicherweiſe mit bloßem Schrecken davon kamen, welchen der heftig ausblaſende Dampf verurſachte, der durch das aufgeriſſene Rohr entſtrömte.

Bei einem 1 Jahr alten Belleville-Keſſel bogen ſich zwei über dem Roſte liegende Rohre aus nicht genau ermittelten Urſachen derartig gefährlich durch, daß der Betrieb ſofort unterbrochen werden mußte. Hier verdankte man es lediglich der guten Aufſicht durch die Fabrikbeamten, daß die Rohre nicht aufriſſen oder durchbrannten.

Es hat die Erfahrung gezeigt, daß ein zu geringes Maaß für den Dampf- und Waſſerraum dieſe Keſſel für den Betrieb untauglich macht, dieſelben müſſen für einen rationellen Betrieb mit einem Dampfſammler verſehen ſein, welcher den Dampf- und Waſſerraum des Keſſels vergrößert. Im allgemeinen liegt der Dampfſammler außerhalb des Bereichs der Feuergaſe, er iſt zugänglich und kann leicht beſichtigt werden. Das Prinzip, durch Anwendung enger Rohre möglichſt exploſionsſichere Keſſel zu erhalten, wird durch Anwendung ſolcher Sammler in bedenklicher Weiſe durchlöchert. Trotzdem dadurch anſcheinend die Betriebsſicherheit vermindert wird, ſo hat ſich doch herausgeſtellt, daß nicht etwa der Dampfſammler, ſondern die

Rohre die gefährlichen Theile der engröhrigen Keſſel ſind. Letztere unterliegen der Einwirkung der Feuergaſe und des Waſſers und ſind mit dem großen Uebelſtande behaftet, innerlich nicht beſichtigt werden zu können. Dieſer Umſtand wiegt theilweiſe den hohen Werth der größeren Feſtigkeit auf, welchen die engröhrigen Keſſel vor den Keſſeln mit großem Waſſerraum voraus haben. Nur das rechtzeitige Erkennen einer drohenden Gefahr giebt die Mittel an die Hand, die Gefahr zu beſeitigen. Bei den engröhrigen Keſſeln wird in den meiſten Fällen die Gefahr nicht erkannt werden können, ſie ſind deshalb alſo nicht ſo betriebsſicher, wie ſie den Anpreiſungen nach ſein müßten und es muß bei deren Betriebe alle mögliche Vorſicht angewandt werden.

An einem Schmidt'ſchen Keſſel (Huldſchinsky, Patent Schmidt) explodirte Nachmittags $1^1/_2$ Uhr ein Rohr der zweiten Rohrreihe des Vorderkeſſels, wenn die direkt über der Feuerung gelegene Reihe als erſte betrachtet wird. Der fragliche Keſſel beſaß drei Waſſerſtandsgläſer, von denen das oberſte am Dampfſammler angebracht war; auf der Höhe der Marke dieſes Waſſerſtandes wurde das Waſſer im Keſſel während des Betriebes gehalten und ſoll nach Ausſage des Meiſters und Heizers auch zur Zeit des Vorfalls auf derſelben geſtanden haben. Der Keſſel iſt zu zehn Atmoſphären konzeſſionirt, der Druck ſoll neun Atmoſphären zur Zeit der Kataſtrophe betragen haben. Das Rohr hat etwa 100 mm lichten Durchmeſſer und 2500 mm Länge. Die unteren Rohrreihen ſind durch Chamottegewölbe, in welchen ſich behufs Durchlaß der Feuergaſe Schlitze befinden, gegen zu ſtarke Einwirkung der Flamme geſchützt. Der Roſt beſteht aus zwei Theilen, von denen jeder durch eine beſondere Feuerthür beſchickt wird. Genau vor der linken Feuerthür befindet ſich die Thür des Keſſelhauſes.

Der Heizer hatte eben die linke Feuerthür nach erfolgtem Kohlenaufwerfen geſchloſſen, als das Rohr platzte. Er wurde durch die Keſſelhausthür hindurch ins Freie geſchleudert und fiel auf eine Kohlenkarre. Das Rohr war gerade über der rechten Thür aufgeplatzt, das Gemiſch von Waſſer und Dampf ſtrömte hauptſächlich aus dieſer rechten Thür aus, während zur linken Thür die glühenden Kohlen herausgeſchleudert wurden, welche nur die Kleider des Heizers etwas verbrannten. Hätte der Heizer vor der rechten Thür geſtanden, ſo wäre er ſchwerlich mit dem Leben davongekommen. Das Rohr war auf eine Länge von 535 mm bei 160 mm Maximalbreite aufgeplatzt. Auffallend war die geringe Blechſtärke an der Bruchſtelle. Einzelne Rohre der unteren Rohrreihen waren ſtark durchgebogen. Ob Keſſelſteinablagerung im Rohr die Urſache der Exploſion geweſen, ließ ſich

nicht mehr ermitteln, da durch den Dampf das Rohr innerlich rein gefegt wurde, ausgeglüht war daſſelbe allem Anſchein nach nicht.

Die Rohre des Vorderkeſſels waren mit denen des Hinterkeſſels öfters vertauſcht worden, um das Anfreſſen der Rohre im Innern durch die Luft möglichſt unſchädlich zu machen. Es läßt ſich hiernach annehmen, daß das fragliche Rohr nicht während der geſammten Betriebszeit über der Feuerung gelegen hat.

VIII. Die Dampfkeſſel-Ausrüſtung.

Zum Betrieb eines Dampfkeſſels ſind mancherlei Nebentheile nothwendig, welche in ihrer Geſammtheit als Ausrüſtung oder Armatur bezeichnet werden. Dieſelben dienen zur Zuführung und Vorwärmung des Speiſewaſſers, zur Abführung und Entwäſſerung des Dampfes, zur Beobachtung von Druck und Waſſerſtand, zur Schonung gegen Exploſionsgefahr, endlich zur Ermöglichung der Reinigung und vollſtändigen Reviſion des Keſſels.

Die Speiſung und Vorwärmung.

Da eine Unterbrechung im regelmäßigen Erſatz des verdampften Waſſers durch Speiſewaſſer leicht dazu führen kann, daß ein Theil der feuerberührten Keſſelfläche ins Glühen kommt und hierdurch Exploſionsgefahr entſteht, ſo muß nach geſetzlicher Vorſchrift jeder Dampfkeſſel mit zwei von einander unabhängigen Speiſevorrichtungen verſehen ſein. Als ſolche ſtehen zur Verfügung:

1. Handſpeiſepumpen, welche nur für kleine Keſſel oder zum Füllen des Keſſels brauchbar ſind,
2. Pumpen, welche durch die Dampfmaſchine direkt oder vermittelt betrieben werden,
3. Selbſtändige Dampfpumpen, beſtehend in der Verbindung einer Speiſepumpe mit einer kleinen Dampfmaſchine, welche aus dem zu ſpeiſenden oder einem anderen Keſſel den nöthigen Dampf erhält,
4. Die Dampfſtrahlpumpe (Giffards-Injektor),
5. Der ſogenannte retour d'eau,
6. Zahlreiche ſelbſtthätige Speiſevorrichtungen neuerer Konſtruktion,
7. Hochdruckwaſſerleitungen.

Statt erſchöpfender Beſchreibung dieſer verſchiedenartigen Speiſevorrichtungen mögen hier einige allgemeine Bemerkungen über dieſelben Platz finden.

Um den Zweck der Beſtimmung zu erreichen, daß zwei Speiſevorrichtungen vorhanden ſei müſſen, iſt es natürlich auch nöthig, daß dieſe

immer in gutem Zustande sind. Das erreicht man am besten, wenn dieselben tage- oder wochenweise abwechselnd in Benutzung genommen werden.

Jede Speisevorrichtung muß wesentlich mehr Wasser liefern können als der Kessel bei stündlichem Betrieb braucht. Deshalb muß die Speisung entweder periodisch unterbrochen oder regulirt werden können. Letzteres ist vorzuziehen, da hierbei der Wasserstand möglichst in gleicher Höhe bleibt. Bei Dampfpumpen regulirt man durch die Hubzahl, bei Pumpen, die von der Haupt-Dampfmaschine getrieben werden, durch Mitgeben einer kleinen Luftmenge oder durch ein mit Hahn versehenes Rückleitungsrohr zwischen Saug- und Druckraum der Pumpe, oder, am besten, durch Verstellung des Kolbenhubes mittelst Kulissenhebel.

Die selbstthätigen Speiseapparate erleichtern dem Kesselwärter die Arbeit sehr; sie schläfern aber die Aufmerksamkeit ein. Man ist deshalb noch verschiedener Ansicht darüber, ob man der Zuverlässigkeit dieser Apparate mehr trauen darf, als der des Durchschnittsheizers.

Hinsichtlich der Betriebskosten ist zu bemerken, daß die von der Hauptmaschine betriebenen Pumpen in der Regel weniger Dampf verbrauchen als die selbständigen Dampfpumpen und daß sie in dieser Beziehung auch allen andern Speiseapparaten überlegen sind. Im Vergleich zum Dampfverbrauche der Hauptmaschine ist jedoch derjenige für die Speisung immer so gering (meist unter 1 %), daß die Unterschiede für die Wahl der Speisevorrichtung nicht maßgebend sein können. Vielmehr sollen hier Einfachheit und Zuverlässigkeit in erster Linie entscheiden.

Die Speiserohrleitung muß im Kessel durch ein selbstthätiges Ventil, Speiseventil, abgeschlossen sein, welches sich immer gleichzeitig mit dem Druckventil der Pumpe öffnet. Bringt man über dem Ventil eine Druckschraube an, durch welche es auf den Sitz hernieder gedrückt werden kann, so kann auch diese Schraube dazu dienen, die dem Kessel zuströmende Wassermenge zu regeln, doch muß dann, um Rohrbrüche zu vermeiden, irgendwo ein zweites stark belastetes Ausflußventil vorhanden sein. Bei Kesselbatterien d. h. einer Reihe von Kesseln, die in dieselbe Dampfleitung arbeiten, wird jeder Kessel mit der gemeinschaftlichen Speiseleitung in Verbindung gebracht. Es ist nicht zulässig, die Wasserräume derartiger Kessel mit einander in offene Verbindung zu setzen, da schon durch die Widerstände, welche der Dampf in den Dampf-Ventilen findet, leicht verschiedener Druck in den Kesseln entstehen kann, wodurch das Wasser schnell aus einem Kessel in einen andern gedrückt werden könnte.

Das Speiseventil muß möglichst bequem zugänglich und so eingerichtet sein, daß man es leicht reinigen kann.

Das Speiſerohr führt man ſoweit in das Innere des Waſſerraums, daß das Speiſewaſſer nicht unvermiſcht die Keſſelwand berühren kann, da ſich ſonſt an den betreffenden Stellen leicht Keſſelſtein abſetzen, auch das Blech durch die häufigen Temperaturänderungen geſchädigt werden könnte.

Zur Vorwärmung kann ſowohl die Abhitze des Keſſels als auch die Wärme des verbrauchten Dampfes dienen. Erſteres findet ſtatt bei dem unter dem Namen Greens Ekonomiſer bekannten Bündel gußeiſerner Röhren, welches in den erweiterten Fuchs zwiſchen Keſſel und Schornſtein eingebaut wird, und durch einen in beſtändiger Bewegung befindlichen Rußkratzer oberflächenrein erhalten wird, damit die Wärmeabgabe leicht vor ſich gehen kann.

Letzteres kann ſowohl bei Auspuffmaſchinen als auch bei Kondenſationsmaſchinen mit Vortheil geſchehen, wenn die Wärme des entweichenden Dampfes nicht oder nur theilweiſe für andere Zwecke verwendet wird.

Bei Auspuffmaſchinen entweicht der Dampf mit einer Temperatur von wenig über 100° C. nnd enthält in jedem Kilogramm eine Wärmemenge von 637 W. E. Hat nun das Speiſewaſſer eine natürliche Temperatur von 10° ſo ſind, um es bis 100° zu erwärmen 90 W. E. erforderlich, ine Wärmemenge, welche der in gleicher Menge entweichende Dampf 7 mal nthält, ſodaß zu dieſer ſchon ſehr weit gehenden Vorwärmung nur 1/7 des Dampfes gebraucht würde. Am meiſten werden Röhrenvorwärmer benutzt, und zwar empfiehlt es ſich in denſelben dem Dampf die entgegengeſetzte Bewegung zu geben wie dem Waſſer, da auf dieſe Weiſe die höchſte Temperatur erreicht wird. Röhrenvorwärmer können auch zwiſchen Zilinder und Kondenſator bei Kondenſationsmaſchinen eingeſchaltet werden, doch iſt hier eine ſo weit gehende Vorwärmung nicht möglich, da der Dampf bei guter Ausnutzung ſchon mit weſentlich weniger als 100° aus dem Zilinder entweicht. Man kann die Wärme des Abdampfes auch durch Miſchung an das Speiſewaſſer übertragen. Das geſchah früher in den nur noch ſelten vorkommenden offenen Vorwärmern mit frei im Dampf ſtrömenden Waſſer, geſchieht aber noch jetzt in den Miſchhähnen der meiſten Lokomobilen, bei denen ein Theil des Abdampfes, der zur Zugerzeugung im Blasrohr nicht gebraucht wird, in einem kleinen Strahlapparat Waſſer ſaugt, etwas gewärmt in den Speiſebottich zurückwirft, von neuem ſaugt u. ſ. f. bis daſſelbe genug Wärme aufgenommen hat.

Es wird hiervon ſpäter noch eingehender die Rede ſein.

Die Dampfentnahme und Entwäſſerung.

Die Hauptſchwierigkeit bei der Ableitung des Dampfes aus dem Keſſel beſteht in der Zurückhaltung des Keſſelwaſſers. Iſt der Dampfraum groß

genug, ſo iſt es leicht, trockenen Dampf zu gewinnen. Bei kleinem Dampfraum iſt jedoch die Strömung in demſelben ſo ſtark, daß Waſſertheilchen mitgeriſſen werden, welche ſich ſpäter ſchwer abſcheiden laſſen.

Ein ſehr gebräuchliches und bewährtes Mittel zur Erzielung trockenen Dampfes iſt der ſogenannte Dampfdom. In England hat man denſelben als altmodiſch verlaſſen und findet es zweckmäßiger, in den Dampfraum ein langes ſiebartig durchbohrtes Rohr zu legen, welches auf ſeiner ganzen Oberfläche den Dampf aufnimmt und hierdurch eine horizontale Strömung über der Waſſerfläche, die beſonders ſchädlich ſein würde, vermeidet.

Zur möglichſten Entwäſſerung eines Dampfſtromes giebt es zahlreiche Apparate, bei denen in der Regel ein mehrfacher Richtungswechſel die Hauptrolle ſpielt. Wirklich befriedigend wirken dieſelben jedoch ſelten, da der mit großer Geſchwindigkeit ſtrömende Dampf auch die an die Gefäßwände geſchleuderten Waſſertröpfchen wieder losreißt und mitführt. Mit einiger Sicherheit läßt ſich die Aufgabe nur dadurch löſen, daß man dem Dampfſtrom in aufſteigender Strecke einen ſo ſtark erweiterten Querſchnitt giebt, daß die Geſchwindigkeit kleiner wird als die relative Fallgeſchwindigkeit der Waſſertröpfchen im Dampf. Es iſt offenbar daſſelbe Mittel, welches auch ſchon der Dampfdom darſtellt.

Die ſogenannten Dampfwaſſerableiter haben eine andere Aufgabe. Sie dienen zur Ableitung des bereits zur Ruhe gekommenen Waſſerniederſchlages in Dampfleitungen und können daher als zuſätzliche Apparate bei Waſſerabſcheidern von Nutzen ſein, um das noch im Gefäß des Dampfſtromes befindliche Waſſer zu entfernen.

Es giebt zwei Klaſſen von Ableitern, welche ſich durch die Wirkungsurſache unterſcheiden. Bei der einen Klaſſe veranlaßt der Unterſchied im ſpezifiſchen Gewicht zwiſchen Waſſer und Dampf, daß das ſich in dem Apparat anſammelnde Waſſer abläuft, während dem Dampf der Ausgang verſperrt bleibt, bei der andern iſt es der Temperaturunterſchied, welcher durch Wärmedehnung eines Metallgeſtänges ein Waſſerventil öffnet oder ſchließt, je nachdem es mit Waſſer oder Dampf bedeckt iſt. Bei den Apparaten der erſten Klaſſe wird das Waſſerventil entweder durch einen Schwimmer geöffnet, wenn der Waſſerſtand in dem Schwimmergehäuſe eine beſtimmte Höhe erreicht hat, oder die Oeffnung erfolgt durch einen ſchwimmenden Topf, deſſen Höhenſtellung begrenzt iſt, ſo daß nach Erreichung der höchſten Stellung das Waſſer überläuft und den Topf zum Sinken bringt, hierdurch aber das Waſſerventil ſo lange öffnet, bis genug Waſſer durch ein in den Topf reichendes Rohr abgeblaſen iſt.

Die durch den Temperaturunterſchied wirkenden Waſſerabſcheider können auch gleichzeitig oder ausſchließlich zur Luftabführung dienen, da auch die Luft, welche ſich in einer Dampfleitung etwa angeſammelt hat, eine niedrigere Temperatur behält als der Dampf und daher das Ventil in derſelben Weiſe beeinflußt wie Waſſer.

Beobachtung von Druck und Waſſerſtand.

Mit wenigen Ausnahmen werden zur Beobachtung des Dampfdruckes, beſſer des Ueberdruckes über den jeweilig herrſchenden Luftdruck, ſogenannte Federmanometer verwendet, da die früher gebräuchlichen Queckſilbermanometer theurer und, beſonders für hohe Dampfſpannungen, unbequem ſind.

Die Federmanometer wirken entweder vermöge der Durchbiegung einer gewellten Metallplatte, auf welche von einer Seite der Dampf, von der anderen Seite die Atmoſphäre drückt oder vermöge eines nahezu kreisbogenförmigen Metallrohres von elliptiſchem Querſchnitt, welches ſich durch den im Innern wirkenden Dampfdruck etwas aufbiegt. In beiden Fällen wird die zunächſt ſehr kleine Bewegung auf ein dieſelbe vergrößerndes Zeigerwerk übertragen und ſo deutlich auf dem Zifferblatt lesbar gemacht. Um die formändernde Einwirkung der hohen Temperatur des Dampfes thunlichſt auszuſchließen, empfiehlt es ſich ſtets, zwiſchen dem Manometer und dem Dampfkeſſel eine Sperrflüſſigkeit, in der Regel Waſſer, anzubringen. Das erreicht man, indem man in dem Anſchlußrohr eine U förmige Biegung anordnet, die ſich von ſelbſt nach und nach mit Waſſer füllt und daher Waſſerſack genannt wird. Schnelle Druckwechſel ſchaden den Manometern und ſind daher thunlichſt zu vermeiden.

Beſonders feine Manometer, namentlich die Kontrolmanometer der Reviſionsbeamten, werden aus dieſem Grunde mit Schraub-Ventilen verſehen, welche eine ſehr behutſame Belaſtung des Mechanismus ermöglichen.

Zur Beobachtung des Waſſerſtandes im Keſſel dienen Waſſerſtandsgläſer, Schwimmer und Waſſerſtandshähne, und zwar muß nach geſetzlicher Vorſchrift jeder Keſſel mit einem Waſſerſtandsglaſe und mit einer zweiten zur Erkennung des Waſſerſtandes geeigneten Vorrichtung verſehen ſein. Waſſerſtandsgläſer ſind entweder Glasröhren von 15 bis 17 mm lichter Weite, welche oben mit dem Dampfraum, unten mit dem Waſſerraum in Verbindung ſtehen, oder es ſind ſtarke Glasplatten, welche eine Schlitzöffnung in der Keſſelwand bedecken. Die Rohrſtücke, durch welches die Faſſung eines Waſſerſtandsglaſes mit dem Keſſel in Verbindung ſteht, ſollen eine Weite von mindeſtens 25 mm haben und ſo eingerichtet ſein, daß man

ſie leicht von Keſſelſteinanſatz befreien kann, auch müſſen Hähne vorhanden ſein, um im Falle eines Rohrbruches dieſe Verbindungsrohre ſchließen zu können.

Häufig werden die Waſſerſtandshähne gemeinſam mit dem Waſſerſtandsglas an einem beſonderen weiten Gußeiſenrohr angebracht. Die Verbindungsröhren nach dem Keſſel müſſen jedoch dann einen lichten Querſchnitt von mindeſtens 60 qcm beſitzen. Auch die Probirhähne müſſen jederzeit leicht mit einem Draht durchſtoßen werden können um den guten Zuſtand nachweiſen und etwaige Verſtopfungen entfernen zu können.

Schwimmer ſind bei guter Ausführung theuer, werden jedoch neuerdings ſehr zuverläſſig geliefert und ſind beſonders in Frankreich und England ſehr im Gebrauch. Die Schwimmer kann man leicht mit elektriſchen oder Schallſignalvorrichtungen verſehen, durch welche auf das Eintreten des höchſten oder niedrigſten zuläſſigen Waſſerſtandes aufmerkſam gemacht wird.

Sicherung gegen Exploſionsgefahr.

Indirekt dienen hierzu bereits die Speiſevorrichtungen und Waſſerſtands- wie Druckanzeiger. Die hier zu beſprechenden Einrichtungen haben jedoch die weiter gehende Aufgabe, einer bevorſtehenden Gefahr ſelbſtthätig ohne Zuthun des Wärters entgegen zu wirken. Es ſind dies die Sicherheitsventile, welche ſich bei Ueberſchreitung der höchſten zuläſſigen Dampfſpannung öffnen und Dampf entweichen laſſen, um eine weitere Druckſteigerung zu verhindern, ſodann aber diejenigen Apparate, welche bei zu niedrigem Waſſerſtand oder zu hohem Dampfdruck, ein Signal geben oder das Feuer löſchen. Die Sicherheitsventile erhalten meiſt durch Hebel vermittelte Gewichtsbelaſtung, doch wird auch direkte Gewichtsbelaſtung angewandt. Lokomotivkeſſel und Lokomobilen erhalten gewöhnlich Federbelaſtung mit Hebelübertragung, da ſich die Gewichtsbelaſtung infolge der Bewegung leicht ändert, ſodaß der Dampf vorübergehend abbläſt, ehe noch die zuläſſige Grenze erreicht iſt.

Für den Betrieb iſt die aufmerkſame Bewachung des Sicherheitsventiles eine Sache von großer Wichtigkeit, und es iſt ein nicht zu verkennender Vorzug der Ventile mit direkter Belaſtung, daß leichtſinnige oder verbrecheriſche Beeinfluſſungen derſelben nicht ſo leicht möglich ſind, wie bei den Hebelventilen. Wichtig iſt ferner, daß das Ventil eine recht genaue und gegen Klemmung geſicherte Führung im Ventilgehäuſe hat und mit einer möglichſt ſchmalen Ringfläche auf ſeiner Sitzfläche ruht.

Andere Sicherheitsvorrichtungen, wie z. B. der Black'ſche Warner oder der R. Schwarzkopff'ſche Sicherheitsapparat wirken thermometriſch, indem

ſie bei Ueberſchreitung einer beſtimmten Temperatur in Folge zu hoher Dampfſpannung oder zu niedrigen Waſſerſtandes einen leicht ſchmelzbaren Pfropfen zum ſchmelzen bringen, wodurch bei erſterem eine Dampfpfeife, bei letzterem ein elektriſcher Strom und durch dieſen ein Läutewerk in Thätigkeit geſetzt wird.

Aus einem Vortrage*) über Neuerungen an Sicherheitsvorrichtungen entnehmen wir folgende Bemerkungen über den Schwartzkopff'ſchen Sicherheitsapparat, welchen der Vortragende (Direktor Lach) ganz beſonders empfahl.

Der Schwartzkopff'ſche Sicherheits-Apparat giebt auf elektriſchem Wege ein Alarmſignal und zwar gleichzeitig im Keſſelhauſe und an beliebigen anderen Stellen, ſobald durch einen Fehler in der Keſſelwartung oder durch irgend welchen Zufall die Sicherheit des Betriebes gefährdet wird.

Er ſoll melden:

1. den Waſſermangel im Betriebe, bei Unterſchreitung der polizeilich vorgeſchriebenen Marke für den niedrigſten Waſſerſtand;
2. den Waſſermangel beim Anheizen des Keſſels, ehe die Bleche glühend werden;
3. die Ueberſchreitung der höchſten zuläſſigen Spannung, wenn der Konzeſſionsdruck um 0,5 bis 1 Atm. überſchritten wird;
4. Ueberhitzungen im Keſſelwaſſer bei überangeſtrengtem Betriebe, zu hohem Salz- oder Schlammgehalt, Siedeverzug.

Für die unter 2 und 4 angegebenen Arbeiten iſt kaum ein anderer brauchbarer Apparat außer dem Schwartzkopff'ſchen in die Praxis eingeführt. Die meiſten ſonſt gebräuchlichen Keſſel-Sicherheits-Apparate zeigen entweder nur den Waſſermangel oder die Drucküberſchreitung an; kein einziger vereinigt beides.

Sobald eine der unter 1 bis 4 genannten Unregelmäßigkeiten eintritt, ſchmilzt eine im Innern des Apparates angebrachte Metall-Legierung. Das ſchmelzende Metall ſtellt einen Kontakt her zwiſchen den beiden iſolirten Einſatzdrähten. Hierdurch ertönen im Keſſelhauſe und auf den übrigen Stellen die Alarmglocken, ſo lange bis der Apparat ausgeſchaltet und der Keſſel in Ordnung gebracht worden iſt.

Die Konſtruktion und Wirkungsweiſe des Apparates ſoll durch folgende Beſchreibung erklärt werden.

Der Apparat beſteht aus zwei konzentriſchen Röhren, welche feſt mit einander verbunden und durch einen Flantſch in geeigneter Weiſe auf dem

*) Jahresbericht des Magdeburger Vereins für Dampfkeſſelbetrieb 1887.

Keſſel befeſtigt ſind. Das innere Rohr iſt unten geſchloſſen und oben offen und geht in einem Stück durch. Das äußere Rohr iſt oben geſchloſſen und unten offen und reicht bis zum niedrigſten zuläſſigen Waſſerſtande in den Keſſel herab.

Es bildet ſich alſo zwiſchen dieſen beiden Rohren ein ringförmiger Hohlraum. Ein ebenſolcher befindet ſich in dem doppelwandigen Kopfe. Beide Ringräume ſind durch ein kupfernes Schlangenrohr mit einander verbunden.

Befindet ſich der Waſſerſtand im Keſſel in mittlerer Höhe, ſo wird vor dem Anheizen das Waſſer im Keſſel und im Ringraume des Apparates gleich hoch ſtehen. Bei dem geringſten Ueberdruck aber wird es in letzterem emporgedrückt und wird — wenn man den Lufthahn geöffnet hat — ſchon bei $^1/_5$ Atm. durch das Schlangenrohr aufſteigend den ganzen Ringraum bis in den Kopf erfüllen.

Dieſes Waſſer kühlt ſich durch Wärmeausſtrahlung ab, und es bleibt erfahrungsmäßig bei den für den Apparat gewählten Dimenſionen der Kopf des Apparates kühler als 100^0 C., ſo lange derſelbe mit Waſſer erfüllt iſt, d. h. ſo lange das Eintauchrohr im Keſſel durch Waſſer verſchloſſen iſt.

Sobald aber im Keſſel der Waſſerſtand unter den niedrigſt zuläßigen Punkt ſinkt, alſo die untere Oeffnung des Außenrohrs frei wird, fällt der geſammte Kühlwaſſerinhalt aus dem Ringraum des Apparates in den Keſſel zurück, und es tritt dafür Dampf mit derjenigen Temperatur ein, welche der jeweiligen Keſſelſpannung entſpricht. Hierdurch erhitzt ſich in wenigen Sekunden der Kopf des Apparates weſentlich über 100^0, und dieſe Veränderung wird benutzt, um das Signal für beginnenden Waſſermangel zu geben.

In das Innenrohr iſt ein Einſatzkörper, die ſog. Kette eingeſchoben. Dieſe beſteht aus 2 ſtarken Kupferdrähten welche durch aufgeſchobene Serpentinſteine von einander iſolirt und zugleich zu einem für ſich hantirbaren Körper verbunden ſind. Dieſe Drähte werden in der üblichen Weiſe in eine elektriſche Signalleitung eingeſchaltet. In Höhe des Kopfes befindet ſich eine Büchſe aus Meſſingrohr, deren trichterförmiger Boden und Verſchlußdeckel aus iſolirendem Schieferſtein gebildet iſt. In dieſe Büchſe wird ein Ring eingelegt, aus einer Metallegirung, welche bei 104^0 ſchmilzt.

In normalem Zuſtande liegt alſo dieſer Ring um die Drähte herum, ohne ſie zu berühren; dieſelben ſind vielmehr vollſtändig iſolirt. Sobald aber, wie vorbeſchrieben, durch Waſſermangel im Keſſel der Kopf des Apparates über 100^0 erhitzt wird, ſchmilzt der Ring; der erſte abſchmelzende Tropfen geht nach dem tiefſten Punkte des trichterförmigen Bodens der

Büchse und stellt hier einen metallischen Kontakt her zwischen den beiden bis dahin isolirten Drähten und setzt so die Alarmglocken im Kesselhause, u. s. w. in Bewegung.

Da hierbei weder Dampf noch Wasser aus dem Apparate austritt, so kann man sofort, mitten im Betriebe des Kessels, die Einsatzdrähte herausziehen, das geschmolzene Metall ausgießen und einen neuen Ring einsetzen und hat, sobald der Wasserstand im Kessel wieder in normaler Höhe und der Kopf des Apparates abgekühlt ist, Alles wieder im arbeitsfähigen Zustande.

In Bezug auf die Ueberschreitung der Konzessionsspannung ist zu erwähnen, daß einem jeden Dampfdruck im Kessel eine ganz bestimmte Temperatur entspricht z. B.:

3 Atm.	Ueberdruck	144°	C.
4 „	„	152°	„
5 „	„	159°	„
6 „	„	165,5°	„
7 „	„	171°	„
8 „	„	176°	„

Es werden nun zu dem Apparate Legirungsringe geliefert, deren Schmelzpunkt genau bei den oben angegebenen Temperaturgraden liegt und von der Kaiserl. Normalaichungs-Kommission geprüft werden.

Am untersten Ende der Einsatzdrähte ist nun eine eben solche Schmelzbüchse angebracht, wie die oben beschriebene. Da sich dieses untere Ende des Messingrohres dauernd im Kesselwasser befindet, so nimmt es auch dessen Temperatur an; dasselbe thut die untere Schmelzbüchse und der in diese eingelegte Legirungsring. Man verwendet hierfür einen Ring, dessen Schmelztemperatur mindestens 1 Atm. über der Konzessionsspannung liegt, z. B. für einen auf 4 Atm. konzessionirten Kessel einen unteren Ring von 159° C. So lange nun die zulässige Spannung nicht überschritten wird, hält sich der untere Ring unverändert und die Einsatzdrähte bleiben isolirt.

Sobald aber der Druck im Kessel die Konzessionsgrenze übersteigt, wird der untere Ring weich und stellt in der vorbeschriebenen Weise den Kontakt her, wodurch die Läutewerke auf den verschiedenen Stationen in Thätigkeit gesetzt werden.

Das untere Ende des Messingrohres befindet sich in der Nähe der feuerberührten Theile des Kessels. Wird dieser also angeheizt, ohne daß sich Wasser darin befindet, so kommt durch die strahlende Wärme der Feuerplatten der untere Ring ebenfalls zum Schmelzen, und zwar, wie durch direkte Versuche erwiesen ist, wenn die Feuerbleche eine Temperatur von

250—300° C. angenommen haben, also lange bevor dieselben glühend werden, was bekanntlich erst bei 525° beginnt.

Wenn das Kesselwasser durch Salz- oder Schlammgehalt, durch angestrengten Betrieb oder durch Siedeverzug über diejenige Temperatur erhitzt wird, welche unter normalen Verhältnissen dem jeweiligen Drucke entspricht, so wird der untere Ring ebenfalls erweichen und das Alarmsignal veranlassen, sobald seine Schmelztemperatur im Wasser erreicht und hierdurch ein gefahrdrohender Zustand eingeleitet ist.

Diese vier Arbeiten versieht der Apparat mit der peinlichsten Genauigkeit, ohne das dabei der Betrieb irgendwie gestört wird. Schmilzt z. B. ein Ring, so schaltet man die Kette aus, zieht dieselbe heraus, entfernt den geschmolzenen Ring und setzt einen neuen ein, was alles während des Betriebes in 5 Minuten geschehen kann. Sobald der ordnungsmäßige Zustand des Kessels wieder hergestellt ist, wird die Kette wieder eingehängt und eingeschaltet. Die Genauigkeit der Einsatzringe wird durch die Kaiserliche Normal-Aichungs-Kommission gewährleistet.

Auf einen Punkt ist noch aufmerksam zu machen: Es kann nämlich nach längerer Betriebszeit eine geringe Veränderung in der Beschaffenheit der Ringe eintreten, wodurch mitunter auch ein Schließen der Leitung bewirkt wird. Das Klingeln ist dann jedoch so leise und unterscheidet sich von dem, welches bei einer Unregelmäßigkeit ertönt, so bedeutend, daß man sich dadurch nicht weiter stören läßt.

Abblasen der Kessel.

Es konnte eine große Zahl größerer und kleinerer Unfälle namhaft gemacht werden*), welche in Folge der Mangelhaftigkeit der Einrichtungen zum Abblasen der Kessel entstanden sind und zwar in der Regel

a) bei Verstopfung der Abblaserohren,

b) beim Bruche von Abblaserohren in Folge Erschütterungen, schlechten Materials und Frostes,

c) beim Herausfliegen oder Undichtwerden der Verpackungen der Abblaserohren,

d) bei Verwechselungen der Abblaserohren oder Ventile durch den Heizer.

Namentlich bei den Zweiflammrohrkesseln ist das Abblasen mit allerhand Gefahr und Unbequemlichkeit verknüpft und ist das Abblasen als einer der wichtigsten Vorgänge zu bezeichnen, der von allergrößter Vorsicht mahnt. In Folge der Unreinigkeit im Speisewasser setzen sich Schlamm und Kesselstein leicht in den Abblaserohren fest und damit beginnen die Gefahren

*) A. a. O.

und Plagen beim Abblaſen. Iſt ſolch ein Rohr zugeſetzt und verſtopft, ſo muß das Abblaſeventil oder der Hahn gelöſt oder eine Flantſchverſchraubung gelockert werden, um mit ſcharfen Drähten und Stangen durch zu ſtoßen.

Das iſt gefährlich, denn wenn ſich der Schlammpflock plötzlich löſt, ſo ſtürzt das heiße Waſſer heraus und ſelten gelingt es, den Hahn oder den Flantſch zu ſchließen. Die Mannſchaft muß vor dem ausſtrömenden heißen Waſſer flüchten und kann froh ſein, wenn ſie unverbrannt davon kommt.

Zwar hat man deshalb ſeit Jahren begonnen, die Speiſung der Keſſel von oben zu beſorgen und mit der Abblaſevorrichtung ſo zu verbinden, daß das Speiſewaſſer das Abblaſerohr ſtets rein erhält. Aber dies hat trotz aller Vorzüge, die namentlich in der Ueberſichtlichkeit und leichten Kontrolle beſteht, auch ſeine großen Schattenſeiten. Das Speiſerohr darf nicht tief in den Keſſel hineingehen, ſonſt trifft der kalte Waſſerſtrahl die erhitzten Keſſelplatten und macht die benachbarten Nähte undicht. Der Keſſel kann nicht waſſerleer gemacht werden, weil das Einlaufrohr nicht tief genug geht. Will man ihn leer haben, ſo muß er ausgeſchöpft werden und beim nachherigen Auswaſchen kann man Schmutz und Waſſer nicht gut loswerden.

Trotz aller Erkenntniß der Gefahren iſt man deshalb immer wieder zum Abblaſen von unten gekommen, wenigſtens hat man außer der oben angebrachten verbundenen Abblaſe- und Speiſe-Vorrichtung unten am Keſſel doch noch ein beſonderes Rohr mit Verſchluß angebracht, um auch den Keſſel entleeren zu können.

Auch beim Reinigen der Keſſel ſind große und vielfache Unglücksfälle dadurch entſtanden, daß bei mehreren im Betriebe befindlichen Keſſeln Leute in dem einen kalt gelegten Keſſel beſchäftigt waren ihn zu reinigen und verbrannten, weil unabſichtlich ein anderer Keſſel abgeblaſen wurde und das heiße Waſſer und Dampf in den Keſſel eintraten. Die Leute konnten von Innen die Abblaſe-Oeffnung nicht ſchließen und nicht raſch genug aus dem Mannloch herausklettern.

Würde man eine Vorrichtung haben, wodurch die Abblaſe-Oeffnung von Innen im Keſſel geſchützt und von Außen geöffnet und geſchloſſen werden kann, ſo wäre Sicherheit auf alle Fälle geſchaffen, und die Erkennung dieſes Bedürfniſſes hat Weinlig Veranlaßung zur Konſtruktion der Sicherheits-Abblaſe-Vorrichtung D. R.-P. Nr. 34386 gegeben.*)

Die Konſtruktion iſt einfach und läßt ſich bei jedem Zweiflammrohrkeſſel anbringen.

Sie hat den Zweck:

*) Jahresbericht des Magdeburger Keſſelvereins 1886. S. 28 mit Abk.

1. das Abblaserohr im Inneren des Kessels öffnen und schließen zu können,
2. das Öffnen und Schließen oben auf dem Kessel besorgen und beaufsichtigen zu können,
3. das Abblaserohr jederzeit im Betriebe durch einen Dampfstrahl von Schmutz reinigen zu können, um Verstopfungen zu vermeiden,
4. die Abblaseöffnung schließen zu können, wenn man sich im Inneren des Kessels befindet,
5. das Abblasen des Dampfes und Wassers recht langsam vornehmen zu können.

Die Vorrichtung besteht in Folgenden: eine Platte in Rothguß wird im Kessel auf den Abblasestutzen aufgeschraubt. Sie dient als Sitz eines größeren Ventilkegels (50—80 mm) von Rothguß, welcher an einem Rohre sitzt und durch Drehung des Rohres geöffnet und geschlossen wird. Dieser Ventilkegel hat in der Mitte eine Bohrung (10—15 mm) welche durch ein kleines Ventil geöffnet und geschlossen wird. Dieses kleine Ventil sitzt an einer Stange, welche sich im Inneren des Rohres befindet.

Rohr und Stange gehen oben durch den Kesselmantel (durch Stopfbüchse gedichtet) hindurch und tragen zwei Handräder, das größere sitzt auf dem Rohr und dient zum Bewegen des großen Ventils, das kleinere ist zum Stellen des kleinen Ventils bestimmt.

Innerhalb des Kessels, im Dampfraum, hat das Rohr mehre Löcher für das Dampfventil.

Oeffnet man das kleine Ventil mittelst des kleinen Handrades, so strömt der Dampf durch die erwähnten Löcher in das Rohr und tritt unten durch das große Ventil in das Abblaserohr und reinigt dasselbe. Sollte das Rohr schon ganz verstopft sein, dann kann ohne Gefahr unten im Abblaserohr eine Flanschverbindung gelöst und der Schlammpfropf herausgestoßen werden, denn der kleine Dampfstrahl kann keinen Schaden bringen. Soll der Kessel ganz abgeblasen werden, so öffnet man das große Ventil.

Mängel der Dampfkessel-Ausrüstung.

Die äußeren Merkmale der Dampfkessel lassen [illegible] manche Anlagen im Betriebe auf ihren [illegible] in der Ausrüstung und in der [illegible] kennen zu lernen.*

An den Armaturen finden sich Fehler, die hier kurz [illegible] werden.

Einige Manometer zeigen nicht übereinstimmende Abweichungen und müssen ausgewechselt werden. Die Ursache der Fehler ist meistens in den großen

*) [illegible]

Temperaturunterschieden zu suchen, denen die Manometer ausgesetzt sind und es empfiehlt sich daher stets, dieselben nicht in unmittelbarer Nähe heißer Kesselwände anzubringen.

In einigen Fällen waren die Wasserstandsapparate nicht in Ordnung, Uebelstände, denen jedoch gewöhnlich sofort abgeholfen werden konnte, desgl. gaben mehrere Reserve-Speisevorrichtungen zu Erinnerungen Veranlassung. In einem Falle war die zweite Speisevorrichtung ausgeschaltet und nicht wieder ersetzt, ebenso waren gelegentlich einer größeren Reparatur die Rückschlagventile weggenommen und bei der Inbetriebsetzung nicht wieder angebracht. In mehreren Anlagen sind die sogen. Amphlet'schen Schwimmerpfeifen mit Erfolg angewendet. Leider wird bei Neuanlagen immer noch ein zu geringer Werth auf gute Ausrüstung gelegt. Die geringere Beschaffenheit besticht durch den niederen Preis, während im Laufe der Zeit soviel Ausbesserungen und Störungen vorkommen, daß die Ersparniß dadurch nicht aufgewogen werden kann.

So werden z. B. von einer Firma Rückschlagventil und Abblasehahn in dürftigster Ausführung verbunden und an der vorderen Stirnwand befestigt. Hierbei kam es nun mehrfach vor, daß der schlecht ausgeführte Hahnschlüssel beim Oeffnen behufs Abblasen herausgeschleudert wurde. Diese Ausführung ist soweit als nicht betriebssicher zu verwerfen.

Ebenso mangelhaft findet man öfters die Sicherheitsventile ausgeführt und gerade bei ihnen sollte die größte Aufmerksamkeit angewendet werden. Vor allen Dingen müssen sämmtliche bewegliche Theile derselben leicht gehen und bei geschlossenen Ventilen darf sich der Druckstift in der Führung nicht klemmen, da dann ein vertikaler Druck auf den Kegel zu jeder Zeit unmöglich ist.

Es ist ferner vor der Anwendung von schmiedbarem Guß zur Herstellung irgend welcher Ausrüstungstheile, sowie vor derjenigen von Gußeisen zur Herstellung von Mannlochdeckeln ernstlich zu warnen. Es wurde durch Anwendung solchen ungeeigneten Rohstoffes und Sparsamkeit am unrechten Orte schon vielfach Unglück veranlaßt.

IX. Ueber die Wirkung der Wärme-Schutzmassen

sind vom Magdeburger Verein für Dampfkesselbetrieb Versuche angestellt und darüber in dessen Jahresbericht 1886 wie folgt, berichtet worden.

Nach drei Seiten sollte der Werth geprüft werden

1. hinsichtlich der Wärme-Durchlässigkeit,

2. hinsichtlich der Haltbarkeit,

3. hinsichtlich der Feuergefährlichkeit,

und um die Versuche in absehbarer Zeit zum Schlusse zu bringen, so wurde gleich bestimmt, daß

zu 1 alle Versuche zur Ermittelung der Wärme-Durchlässigkeit an einem und demselben zwei Meter langen gußeisernen Rohre ausgeführt werden sollten,

zu 2 daß alle Materialien in der Versuchsstation an Dampfröhren angebracht und mindestens vier Jahre verbleiben sollten.

Es wurde zum Zwecke der Versuche ein gußeisernes Rohr von 150 mm lichter Weite und zwei m Länge, welches 13 mm Wandstärke hatte, unter einem Winkel von 45° aufgehängt. Das Rohr war neu, weder im Innern noch im Aeußeren angestrichen, und hatte an beiden Enden Flantschen. Letztere beiden waren verschlossen. Am oberen Ende trat der Dampf vom Dampfkessel ein, welchen ein Dampfrohr von 20 mm Weite (das auf das sorgfältigste mit Filz verhüllt war) zuführte. Unmittelbar vor dem Prüfungs-Rohre führte das Dampfrohr in einen großen Kondensations-Topf, so daß der Dampf trocken (d. h. ohne mitgerissenes Wasser) in das Prüfungs-Rohr gelangte. Am unteren Ende des Rohres trug der Deckel einen Wasserstandsapparat und einen Wassersack.

Der Dampf kondensirte im Innern des Rohres, das Kondensationswasser floß in den Wassersack und durch einen Ablaßhahn, welcher so gestellt wurde, daß im Wasserstandsglase der Wasserstand sich konstant auf der Wasserstands-Marke erhielt, gelangte das Wasser in eine kupferne Schlange (die in einem Wasserkasten lag) und von da in ein geschlossenes Gefäß. In diesem wurde das gesammelte Wasser gewogen.

Wenn der Apparat in Ordnung, wenn der Beharrungszustand eingetreten war, dann wurde der Dampfdruck im Kessel konstant erhalten und durch Wägung des Kondensationswassers die Menge des kondensirten Dampfes ermittelt.

Im Prüfungsrohre waren Thermometer angebracht, um die Temperatur des Dampfes im Innern des Rohres zu messen.

Die Versuche wurden mit großem Eifer begonnen, aber es stellte sich bald heraus, daß sie alle mehr oder weniger ungenau waren. Unglaubliche Differenzen wurden beobachtet, selbst wenn äußerlich nichts in den Verhältnissen geändert wurde. Es hat mehr als vier Monate täglicher Versuche in Anspruch genommen, bis die Methode, die Instrumente und die Beobachtung so weit ausgebildet waren, um Resultate aus den Prüfungen zu erhalten, welche für die Praxis brauchbar sind.

Eine volle Genauigkeit wurde indeſſen niemals bei mehreren Verſuchen gleicher Art erreicht und ſo beſchränkte man ſich darauf, eine Verhüllungsmaſſe wie die andere in ganz gleicher Weiſe zu prüfen. Jedes Verſuchs-Reſultat in den Tabellen iſt das Mittel aus denjenigen Verſuchen deren Ergebniß (bei der Wägung des Kondenſationswaſſers) noch bis auf 2 % $\pm$ übereinſtimmten.

Dabei iſt konſequent durchgeführt, das jede Maſſe mindeſtens zehnmal unter gleichen Verhältniſſen probirt wurde, bis zehn Reſultate vorlagen, welche bis auf 0,04 übereinſtimmten. Auf dieſe Weiſe ſind mehr als 1600 Verſuche gemacht worden und vier Jahre vergangen, und innerhalb dieſer Zeit hat Weinlig die verſchiedenſten Verhüllungsmaſſen in der Verſuchsſtation praktiſch als Verhüllung der Dampfröhren, Dampfzilinder und Warmwaſſergefäße beobachten und beurtheilen können.

Wiederholt hat ſich derſelbe im Laufe der Zeit die Frage vorgelegt, ob das ſich ergebende Reſultat der Verſuche wohl annähernd ſolchen Werth erreichen könne, als die Anſtellung der Verſuche an Zeit und Geld gekoſtet hat. „Ich mußte die Frage verneinen und habe trotzdem die Verſuche zu Ende geführt, weil ich der geſtellten Aufgabe gerecht werden wollte und weil ich den Reſultaten deshalb immerhin einen relativen und für die Praxis brauchbaren Untergrund für die Beurtheilung des Werthes hinſichtlich des Wärmeſchutzvermögens zumeſſen konnte, weil die Verſuche ſorgfältig angeſtellt, ſtets wiederholt und alle in gleicher Weiſe angeſtellt ſind, ſowie weil die Beurtheilung der Haltbarkeit und der Feuergefährlichkeit wohl der Beachtung werth iſt.“

Auf irgend welche wiſſenſchaftliche Bedeutung ſollen alſo die Verſuche keinen Anſpruch machen und bei der Prüfung praktiſcher Verwendung ſind die Zahlen ſinngemäß anzuwenden.

Es iſt zu bedenken, daß das Rohr unter 45^0 Winkel geneigt lag und daß Rohre von horizontaler oder vertikaler Lage andere Zahlen geben werden. Es iſt zu bedenken, daß der Dampf im Rohre ruhte, ſo daß wohl die innere Wand mehr oder weniger mit einer Waſſerſchicht bedeckt war, von welcher erſt dann ein Herunterfließen begann, wenn die Schicht dick und ſchwer genug war um die Adhäſion des Waſſers am Eiſen zu überwinden.

In der Regel wird es ſich bei Dampfröhren um Kondenſation (Abkühlung) des Dampfes handeln, wenn er im geſpannten Zuſtande und mit großer Geſchwindigkeit hindurchſtrömt. Unter ſolchen Verhältniſſen wird das Abfließen des Waſſers von der Innenwand raſcher erfolgen, als wenn der Dampf im Rohre ſtill ſteht.

„Auch die Beſchaffenheit der Oberfläche des Rohres hat einen wichtigen Einfluß und ebenſo der Bewegungs-Zuſtand der Luft oder des Waſſers, welche das Prüfungsrohr umgeben. Im vorliegenden Falle hing das Rohr frei in der Luft, in einer geräumigen Halle, in welcher verhältnißmäßig viel Luftwechſel ſtattfand, ſo wie es z. B. in den Zuckerfabriken zum mindeſten in gleichem Maaße der Fall iſt. Es wurde erſt verſucht, das Prüfungsrohr in einen verſchloſſenen Kaſten zu hängen, um die Luftzirkulation beſſer reguliren zu können. Das gelang indeſſen gar nicht und für ſolche Stoffe, welche higroſkopiſch ſind, war dies gar nicht zu verwenden, denn bei recht feuchtem Wetter (reichlich mit Feuchtigkeit geſchwängerte Luft) wurden einzelne Verhüllungsmaſſen zu feucht und bröckelig, und die Verſuche hatten an allerhand Störungen zu leiden.

„Die Schwierigkeiten, welche bei den Verſuchen auftauchten, ſeien kurz erwähnt.

1. Der Dampf enthielt Luft und dieſe ſetzte ſich im Rohre leicht feſt und als ſchlechter Wärmeleiter verhinderte ſie die Abkühlung. Die Reſultate zeigten große Differenzen. Ich ſtellte deshalb einen großen Kondenſations-topf im Dampfrohre vor dem Prüfungsrohre mit mehreren Lufthähnen am höchſten Punkte auf und ließ wiederholt die Luft austreten, bis nur noch Dampf entwich. Das hatte ausgezeichneten Erfolg.
2. Die Federmanometer gingen ungenau und waren lange nicht empfindlich genug, wenn die Dampf-Temperatur 2^0 fiel oder 2^0 ſtieg, ſo war das am Manometer gar nicht zu erkennen. Das Reſultat fiel aber ſo verſchieden aus, daß ich Thermometer im Rohre anbrachte und dieſe beobachtete und die Manometer nur nebenbei kontrollirte.
3. Während des Ganges unſerer Dampfmaſchine konnte ich die Temperatur des Dampfes nicht konſtant erhalten. Ich mußte vielmehr im Keſſel höhere Spannung halten und durch Droſſelung des Dampfventiles nach Maßgabe des Thermometers die Temperatur reguliren. Das koſtete viele Mühe ehe dies gelang, aber der Erfolg war ſehr gut.
4. Das Aufbringen der plaſtiſchen Maſſen machte Schwierigkeit. Gleiche Dicke zu erzielen iſt ſchwer. Die Riſſe, welche beim Trocknen entſtanden, mußten vor jedem Verſuche wieder gedichtet werden. Die Verhüllungs-maſſen aus Haar nnd Seide durften nicht zu feſt aufgebracht werden. Die Formſtücke aus Kork, Torf und Holz mußten ſorgſam dem Rohre angepaßt werden. Durchgehende Riſſe und Kanäle, in denen Luft zirkuliren kann, ſind ängſtlich zu vermeiden, denn ſie vermindern den Schutz durch die Verhüllungsmaſſen ſehr weſentlich.

„Bei der Ausführung der Versuche wurde mit Rücksicht auf unsere hiesigen Verhältnisse festgestellt, daß dieselben bei zwei, drei und vier Atmosphären Druck im Innern des Rohres erfolgten, weil unsere Zuckerindustrie eine große Zahl von Apparaten hat, welche im Innern geringen Druck haben.

„Den Werth guter Verhüllung soll man nicht unterschätzen, vielmehr bedenken, daß je höheren Dampfdruck die Technik verwendet, desto größer die Abkühlungsverluste sind. Jetzt ist die Anwendung eines Dampfdruckes von sieben Atmosphären für Dampfmaschinen normal zu nennen, bei welchem ein qm gußeisernes Rohr sicher fünf k Dampf per Stunde durch Abkühlung kondensirt. Zuckerfabriken mit 400 qm Flächen in Dampfröhren, Dampfzilindern und Dampfgefäßen haben selbst bei geringerem Dampfdrucke einen Abkühlungsverlust, welcher der Dampfproduktion eines Zweiflammrohrkessels von 70 bis 80 qm Heizfläche gleichkommt.

„Ganz außerordentlich wichtig war bei den Versuchen die Erhaltung des Beharrungszustandes. Die geringste Störung gab erhebliche Differenzen in den Resultaten. Dies war für mich die wichtigste Lehre aus den Versuchen und unmittelbar auf Verdampfversuche übertragen, zeigte sich, daß bei Ermittelung des Werthes der Kesselsisteme oder Kesselheizflächen hierauf der größte Bedacht genommen werden muß.

„Fällt die Temperatur des Dampfes im Rohre bez. der Feuergase im Kessel und in den Zügen desselben, so giebt die erwärmte Masse des Eisens, Mauerwerkes, Schutzmittels Wärme ab, steigt dagegen die Temperatur, so nimmt sie Wärme auf und das geht alles außerordentlich schnell und beeinflußt das Resultat mehr als ich Anfangs geglaubt hatte. Eine fernere Lehre habe ich aus den Versuchen gezogen, die ich unmittelbar auf den Dampfkesselbetrieb übertragen konnte, das ist der außerordentliche Einfluß der ruhigen Luft als schlechter Wärmeleiter und der störende Einfluß entstehender Fugen, Ritzen und Kanäle, in denen die Luft sofort eine lebhafte Zirkulation beginnt und die Abkühlung stets vermehrt, ja geradezu hervorbringt. Die ruhige Luft ist bei allen Verhüllungsmassen der maßgebende Faktor der Verhütung der Abkühlung.

auch bequem anzubringen und leidlich auszubessern, aber die Verhinderung der Wärmeausstrahlung ist sehr gering. Dies ist die Folge des angewendeten Gipses oder Kalkes, welcher in event. Gemeinschaft mit einem anderen flüssigen Bindemittel (Sirup, Kleister ꝛc.) die anderen Stoffe zusammen halten muß. Je mehr Kalk ꝛc. genommen wird, desto haltbarer wird die Masse, aber auch desto wirkungsloser, je mehr Asche, Kohlenstaub oder Kieselguhr, desto schlechter leitet sie die Wärme, aber desto bröcklicher und zerbrechlicher wird sie. Die Masse ist sehr schwer.

„Ein technischer Werth kann solchen Massen nicht zugesprochen werden.

Versuche mit Holzleisten.

Art der Verhüllung des Rohres	Dampfdruck nach Manometer	Temperatur des entsprechenden Druckes	Beobachtete Temperaturdifferenz im Innern und Aeußern des Rohres	Es kondensirte für Stunde und qm in kg	Es transmittiren per °Temperaturdifferenz auf 1 qm Fläche und Stunde Kalorien	Dicke in mm	Bemerkung
Holzleisten lose gegeneinander gelegt	2	135	109	0,90	5,34	20	Die Leisten sind 80 mm breit und liegen fest auf dem Rohre.
	3	145	115	1,05	5,93	20	
	4	153,1	120	1,20	6,53	20	

„Die Wirkung des Holzes ist eine recht gute und nicht schlechter als Korkmasse. Die Herstellung ist nicht leicht zu nennen. Nach 3jährigem Betriebe wird das Holz brenzlich und mürbe und bei höherem Dampfdrucke wird dies noch erheblich rascher erfolgen. Ist das Holz erst brenzlich geworden, so ist die Bekleidung sehr leicht brennbar und einzelne Funken können glimmend das ganze Holz zum Verkohlen und Verbrennen bringen. Die Holzbekleidung ist sehr praktisch, wenn zwischen der heißen Wand und dem Holze ein Spielraum für Luft gelassen wird.

„Da das Holz stets zusammentrocknet, und dadurch die Wirkung schlecht wird, so muß man entweder unter dem Holz noch Filz, oder Kork, oder Kieselguhr anbringen, oder wenn man Luftraum darunter läßt, einen dünnen Mantel von Blech oder Leinwand (und darunter gelegtem dünnem Lage-Filz) darüber legen.

Versuche mit Torfmasse.

Art der Verhüllung des Rohres	Dampfdruck nach Manometer	Temperatur des entsprechenden Druckes	Beobachtete Temperaturdifferenz im Innern und Aeußern des Rohres	Es kondensirte für Stunde und qm in kg	Es transmittiren per 1° Temperaturdifferenz auf 1 qm Fläche und Stunde Kalorien	Bemerkung
Torf (Moostorf)	3	145	127	0,92	4,33	Torfmasse aus Gifhorner Moor ist von Oertgen & Schulte in Duisburg geliefert. Sie besteht aus geformten Stücken von 50 mm Dicke und 70 mm Breite.
	3	145	128	0,96	4,55	

„Der Torf ist ein sehr gutes Wärmeschutzmittel. Er ist sehr leicht von Gewicht und sehr bequem anzubringen und anzupassen. Seine Haltbarkeit ist groß, so daß er gegen Stöße und Losnehmen recht guten Widerstand leistet. Da er sehr zusammentrocknet und dadurch leicht Ritzen gebildet werden, so thut man gut, ihn mit Leinwand oder Blechmantel zu umkleiden.

„Neuerdings kommt der Torf so in den Handel, daß die Streifen auf grobe Leinwand aufgeklebt sind, was recht praktisch ist. Der Torf kann im Feuchten nicht verwendet werden, da er Wasser anzieht, fault und an Wärmeleitungs-Vermögen zunimmt. Der Torf kann feuergefährlich werden und muß deshalb besonders zubereitet, besser aber nicht dort angewendet werden, wo Feuer in der Nähe ist. Der Torf glimmt nämlich leicht.

Verſuche mit trockener, pulveriſirte Wärmeſchutzmaſſe.

Art der Verhüllung des Rohres	Dampfdruck nach Manometer	Temperatur des entſprechenden Druckes	Beobachtete Temperaturdifferenz im Innern und Aeußern des Rohres	Es kondenſirte für Stunde und qm in kg	Es transmittiren per Temperaturdifferenz auf 1 qm Fläche und Stunde Kalorien	Dicke in mm	Bemerkung
Plaſtiſche Maſſe	2	135	108	1,9	11,38	13	Die Maſſe iſt von Oertgen & Schulte in Duisburg geliefert. Zu 100 kg Maſſe ſind 5 Liter ſaure concentrirte Löſung und Waſſer erforderlich um ſie plaſtiſch zu machen.
	3	145	114	2,0	11,40	13	
	3	145	117	1,6	8,88	20	

„Die Maſſe iſt nicht von Werth. Siehe Zuſatz zu den Verſuchen mit engliſcher Maſſe.“

Statt der allgemein verbreiteten Vorſchrift für Keſſelwärter, laſſen wir hier*) beherzigenswerthe Rathſchläge folgen:

X. Wie ſich der Keſſelwärter bei normalem Dampfkeſſelbetrieb verhalten und was er beobachten ſoll.

Die Dampfkeſſelwärter, welche aus allen nur möglichen Leuten von verſchiedenem Beruf und aus allen nur denklichen Induſtriezweigen zuſammenlaufen, bilden eine Klaſſe von Menſchen, mit denen ſich die Induſtrie in letzterer Zeit mehrfach beſchäftigt hat aus dem Grunde, weil ſie Stellungen von ungemein großer Verantwortlichkeit und Bedeutung einnehmen.

Jedermann weiß, daß von dem Augenblicke an, wo ein Dampfkeſſel in Betrieb kommt (ſei es nun welcher Konſtruktion und Gattung er auch angehören mag) vernichtende Kräfte auf ihn einzuwirken drohen und ihn zu zerſtören ſuchen. Dieſelben aufzudecken und deren Urſache ergründen zu helfen iſt eine der Hauptaufgaben des Heizers.

Treten nun die in der Praxis geſammelten techniſchen Erfahrungen des Reviſionsbeamten hinzu, ſo, ſollte man denken, müßten Unglücksfälle auf ein ſehr geringes Maaß beſchränkt werden können.

*) Jahresbericht des Magdeburger Vereins für Dampfkeſſelbetrieb 1888.

Hierzu gehört nun, wenn man den ganzen Kesselbetrieb in seinem Verlauf durchgeht, von dem Augenblicke an, wo der Kessel angefeuert werden soll, daß er vor allen Dingen genügend mit Wasser gefüllt ist und der Kesselwärter sich genau überzeugt, daß Wasserstandsapparat, Manometer, Sicherheitsventile ꝛc. in guter Verfassung sich befinden. Das Anheizen des Kessels beginnt bei völlig geöffnetem Rauchschieber, welcher erst dann entsprechend regulirt wird, nachdem der erste sich bildende Rauch aus dem Schornstein tritt und das Feuer die Rostfläche bedeckt hat. Unter keinen Umständen darf durch die Feuerthüren viel Wärme verloren gehen oder wohl gar dieselben in einen rothglühenden Zustand versetzt werden. Es erfolgt hieraus, daß der Luftzug deshalb ein lebhafter sein muß, was sich auch in der Praxis stets als richtig erwiesen hat.

Hieraus ergiebt sich ferner, daß der Rauchschieber (Essenschieber) eine entsprechende Stellung einnimmt und der Rost nicht zu häufig abgeschlackt wird, sondern nur dann, wenn es nothwendig ist. Wenn eine stark backende und schlackende Kohle verfeuert wird, so empfiehlt es sich, den Schürhaken auch mehr zu verwenden. Bei solchen Anlagen, wo mit Bequemlichkeit der Feuerschein im Aschenfall beobachtet werden kann, ist nach Möglichkeit darauf zu achten, daß derselbe stets gleichmäßig stark sichtbar ist.

Das Kohlenaufwerfen darf jedesmal nur in geringen Mengen geschehen, wobei aber bemerkt wird, daß der Rost an allen Stellen gleichmäßig hoch und das Brennmaterial über die ganze Fläche des Rostes gleichmäßig gut verbreitet sein muß. Wenn der Rost zu lang ist, so empfiehlt es sich, lieber einen Theil der vorderen Rostfläche (z. B. bei Steinkohlen-Innenfeuerung) freier von Brennstoff zu halten als die hinteren Stäbe, da hierdurch die Nachtheile, welche durch Einströmen der falschen, kalten Luft entstehen, zur Verminderungen der Wirkung Veranlassung geben. Sobald diese Bedingungen vom Heizer nicht erfüllt werden, sinkt naturgemäß sowohl bei der einen, wie bei der anderen Führung der Nutzeffekt der Anlage.

Der Rost muß, wenn irgend thunlich, rein gehalten werden von Schlackenstücken ꝛc. und darf niemals eine vollständige Verschlackung des Feuers eintreten. Dieserhalb sind verlegte Stellen, d. h. offene Stellen in der brennenden Schicht der Feuerung, wie schon erwähnt, stets nachtheilig für den Kesselbetrieb.

Es empfiehlt sich daher, die Kohlenschicht auf dem Rost entsprechend niedrig zu halten, damit die hinzuströmende Luft, die frisch nach und nach aufgeworfenen Kohlen rasch entzünden kann. Hierdurch findet eine lebhafte Verbrennung statt, wodurch eine möglichst hohe Temparatur und daraus große Wärmemenge entsteht. So hat sich eine Kohlenschicht für die

gewöhnliche Steinkohle von 100—120 mm Höhe als praktisch erwiesen. Es ist natürlich diese Kohlenhöhe nicht auf alle Kohlenarten anwendbar und richtet sich die Höhe der Schicht ganz nach den Verhältnissen der Anlage, bezw. danach, was der Kessel auf das Quadratmeter Heizfläche leisten soll.

Der Heizer hat ferner darauf zu achten, daß sich keine Schlacken und Krusten bilden, da in diesem Falle der Rost an solchen Stellen (zumal wenn Kohlen von hohem Heizwerth verfeuert werden) zu glühen anfängt und ein Verschmieren der Roststäbe sofort eintritt; der Luftzug wird dadurch vermindert und die Kohle kann nicht mehr mit jener Lebhaftigkeit verbrennen, wie es nothwendig ist. Auf die Schaufel soll der Heizer (eine ovale Form der Schaufel mit kurzem Stiel und Handgriff ist der leichten Handhabung und Bequemlichkeit halber sehr zu empfehlen) immer nur wenig Kohlen auflegen, damit er diese dann um so leichter auf den Rost werfen und auch besser zerstreuen kann.

Ein von Zeit zu Zeit vorheriges Hineinschauen durch die Schaulöcher der Feuerthür ist nothwendig, um sich von der Lage der Kohlenschicht zu überzeugen. Das Beschicken der Roste mit frischer Kohle muß, wenn mehrere Kessel in einem Kesselhause zusammen vereinigt liegen, in gehöriger Reihenfolge geschehen, abwechselnd bei allen Thüren einerseits und dann nach einer kleinen Pause die anderen Thüren, aber nach einander, d. h. von Rost zu Rost.

Befindet sich nur ein Kessel im Betrieb, so wird erst die eine Thür geöffnet und nach einiger Zeit, sobald die frisch aufgeworfenen Kohlen zur vollen Flamme angefacht sind, beginnt man mit dem Oeffnen und Beschicken des anderen Rostes. Sind z. B. zwei Kessel im Betrieb, so beginnt man mit der rechten oder linken Feuerthür des ersten Kessels, dann mit einer Thür des zweiten Kessels, hierauf erst belegt man den Rost durch die noch nicht geöffnete Thür des ersten Kessels wieder und dann wieder des zweiten Kessels. Hierdurch wird die Kesselfeuerung wenig gestört, die Dampfentwickelung erheblich erleichtert und der Kohlenverbrauch zweifelsohne bedeutend verringert.

Da solche Arbeit dem Heizer durchaus keine Schwierigkeiten bereitet, auch dann nicht, wenn selbst 8—10 Kessel im Kesselhause vereinigt liegen und nur unter den Feuerleuten eine Uebereinkunft in Betreff der Behandlung der Roste getroffen ist, auch die nöthige Aufsicht nicht mangelt, so ist nicht wohl einzusehen, warum diese so einfache und lohnende Arbeit so wenig Anklang findet.

Allerdings muß bemerkt werden, daß z. B. bei fünf Kesseln das eingetheilte Feuern inne zu halten nicht sehr schwierig sein dürfte; dagegen dürfte bei mehreren Kesseln, selbst in Kesselanlagen von zwölf Kesseln und noch mehr, eine Theilung anzurathen sein, wobei in der ganz gleichen

Weise zu verfahren ist. Bei zwölf Kesseln würden drei Abtheilungen nöthig sein, daher stets drei Thüren offen gehalten werden können.

Bei Verwendung von guter, nicht backender Steinkohle läßt sich mit dem Schürhaken die Schlacke leicht vom Rost losheben und entfernen, ohne den übrigen noch gut erhaltenen Brennstoff aus seiner Lage zu bringen. Es fordert das Einwerfen der Kohle eine gewisse Geschicklichkeit, welche aber, wenn nur der Wille und das Interesse herrscht, leicht zu erreichen ist. Dagegen ist bei Gruskohle (Steinkohle), welche viele erdige Bestandtheile und Unreinigkeiten, wie Schiefer und Steine ꝛc. besitzt, das Reinigen periodisch über die ganze Rostfläche vorzunehmen. Hierbei schiebt man mit der Krücke die noch glühende Kohle bezw. Brennstoff nach hinten, d. h. nach der Feuerbrücke zu, so daß der Rost vorn frei liegt, nimmt nun den Spieß und hebt die Schlacke auf und zieht sie mit der Kratze vom Rost ab. Eine schnelle Arbeit ist bedingt und anzurathen. Nachdem nun der Rost frei geworden und die glühende Kohle nach vorn gezogen und über die ganze Fläche ausgebreitet ist, wird wieder wenig Kohle aufgeworfen, es wird nicht lange dauern und das Feuer brennt vorzüglich. Als ein großer Fehler ist es anzusehen, den Rost vollständig ausbrennen zu lassen, ihn dann abzuschlacken und zum Anbrennen von dem Nachbarrost die glühende Kohle herüber zu holen.

Das Speisen des Kessels darf erst dann geschehen, sobald der Rost vollständig gereinigt und wieder mit frischen Brennmaterialien beworfen und die Dampfspannung im Steigen ist. Gruskohle mit Wasser zu benetzen ist nicht allein nothwendig, sondern ökonomisch vortheilhaft, dagegen ist reine weiche Steinkohle niemals anzufeuchten. Je härter und schiefriger sie ist, desto mehr darf sie mit Wasser benetzt werden, weil dadurch eine leichtere Entzündbarkeit durch die Praxis beobachtet sein soll.

Die Rauchbildung aus dem Schornstein soll nach Möglichkeit vermieden werden und hängt dieses mehr mit der ganzen Betriebsweise der Fabrik zusammen. Der Heizer kann aber sehr viel dazu beitragen ob der Schornstein stark oder wenig raucht. Die Rauchverbrennung und die Verhütung des Rauches sind immer noch nicht vollständig erreicht, wenn es auch schon viele brauchbare und gut wirkende Halbgasfeuerungen giebt.

Eine besondere Pflicht liegt noch dem Kesselwärter ob, darauf zu achten, daß die Temperatur im Feuerraum immer so hoch wie nur möglich gehalten wird. Dieses ist nur zu erreichen, wenn er stets kleine Mengen Kohle aufwirft, wirft er dagegen große Mengen auf, so wälzt sich dicker Rauch aus dem Schornstein, weil viel unverbrannte Kohle (wenn lebhafter

Zug vorhanden ist, mit hinausfliegt und wegen Mangel an nöthiger Luftzufuhr die Verbrennung nicht schnell genug vor sich gehen kann. Wirft er aber wenig Kohle auf den Rost und stets in den erforderlichen Zwischenpausen, so vermag er die Rauchentwicklung fast zu vermeiden, oder doch auf ein Minimum zu beschränken.

Ist eine Anstrengung der Anlage nicht nöthig, so ist es vortheilhaft, beim Auflegen von frischem Brennstoff die Kohlenglut mehr nach der Feuerbrücke zuzuschieben, um die frischen Brennmaterialien bequem aufwerfen und vertheilen zu können, wodurch der sich entwickelnde Rauch über die glühenden Flächen weggeführt und zum Theil von diesem aufgenommen und verbrannt wird. Soll aber eine Anstrengung eintreten, so erreicht der Heizer es nicht dadurch, daß er nun fortwährend, wie es leider vielfach geschieht, viele Kohlen aufwirft, sondern er muß die Glut nunmehr nach vorn ziehen, der Feuerthür zu und die hintere Hälfte des Rostes beschicken, dann wird allerdings auf Kosten der Kohle eine rasche Dampfbildung zu erzielen sein, aber auch starke Rauchbildung. Ist der Rauchschieber zu weit offen, so wird der Luftzug durch den Rost zu stark, die Kohle verbrennt zu schnell und sehr viel Kohle geht verloren, man sagt, die Rostanlage arbeitet mit einem zu großen Luftüberschuß, und umgekehrt, verbrennt die Kohle nicht mit jener Lebhaftigkeit, so tritt ein geringerer Luftüberschuß ein.

Hieraus ergiebt sich noch ferner, daß der Heizer sachgemäß und je nach dem Feuern mit dem Schieber arbeiten und denselben häufig einstellen muß. Das Bedürfniß tritt sonach zu Tage, durch eine Skala sich über die verschiedenen Schieberstellungen Kenntniß zu verschaffen, um sofort zu wissen, wie der Schieber z. B. stehen muß, wenn schwacher Dampfabgang eintritt. Es ist zweckmäßig, die Dampfspannung im Kessel so hoch, wie es gesetzlich durch die Konzession erlaubt ist, zu halten. Je höher der Dampfdruck, desto heißer der Dampf, daher ist bei vielem Dampfverbrauch auch der Betrieb ein leichterer. Zum Betriebe von Dampfmaschinen ist nur eine hohe Dampfspannung zu empfehlen, läßt der Heizer die Dampfspannung unter den normalen Dampfdruck sinken, so kostet es mitunter die unsäglichste Mühe die Spannung wieder hoch zu bringen und dann stets auf Kosten der Kohlen. Tritt nun in solchem Momente noch hinzu, daß der Kessel gespeist werden muß und daß der Dampfverbrauch grade zu dieser Zeit ein allseitiger wird, so ist natürlich der Heizer, zumal wenn er die Ueberlegung und Ruhe verliert und denkt, durch vieles Kohlenaufwerfen zu helfen, verloren. Der Dampfdruck wird nur noch geringer werden, der Wasserstand, welcher bislang noch unbeachtet geblieben ist,

nimmt mit einemmal eine drohende und gefährliche Stellung ein und nicht selten entsteht durch die Energie- und Rathlosigkeit des Heizers ein Unfall. Ereignet sich aber der Fall, daß die Dampfspannung im Kessel, selbst bei großer Dampfentnahme und Abblasen der Kesselsicherheits-ventile noch weiter steigt, veranlaßt vielleicht durch zu starkes Heizen oder durch Nichtbeachtung der Einstellung des Betriebes, so ist der Kessel zu speisen, die Feuerthüren und Rauchschieber ganz zu öffnen und wenn eine Gefahr dennoch droht, das Feuer sofort vom Rost zu ziehen. Die Thüren und Putzöffnungen müssen geöffnet werden und es wird dann ein Sinken des Dampfdruckes sich einstellen.

Zu bemerken ist noch, daß beim Beginn des Betriebes das Ablassen des Dampfes aus dem Kessel nur langsam und mit der größten Vorsicht geschehen darf, weil durch zu schnelles und plötzliches Oeffnen der Ventile, der Kessel leicht in Gefahr kommt, Schaden zu leiden.

Auf das richtige Arbeiten der Sicherheitsventile, Manometer und Wasserstandsapparate ist mit großer Sorgfalt zu achten; es ist falsch, wenn die Ventile nur wenig gelüftet werden, sie müssen kräftig abgeblasen werden, damit Schmutz, Schlamm ꝛc. sich nicht auf den Ventilsitz festsetzen und zu Undichtigkeiten Veranlassung geben. Der Manometerzeiger muß täglich einmal wenigstens auf den Nullpunkt der Skala zurückgeführt werden und ist beim Wiederöffnen des Hahnes Vorsicht nöthig aus bekannten Gründen.

Auf den Wasserstandsapparat ist besondere Wichtigkeit zu legen, da die Kanäle nicht allein durch Schmutz und Schlamm versetzt und verstopft werden können, sondern in sehr vielen Fällen (wenn die Gläser mittelst Gummi gedichtet sind) durch die Gummiringe ein Zusetzen der Glasöffnungen vorkommt, wodurch ein scheinbarer Wasserstand im Glase bezw. im Kessel eintritt. Vor Schluß der Arbeitszeit ist das Feuer zu mäßigen und zwar so, daß bei Einstellung des Betriebes die Dampfspannung in Abnahme begriffen ist und das Feuer vom Rost abgebrannt ist.

Ein Deckung des Feuers über Nacht ist entschieden zu verwerfen; ist der Schieber, wenn noch Gluth und Feuer auf dem Rost sich befindet, nur ganz wenig geöffnet, so arbeitet der Rost wie eine Gasanstalt, indem sich die Feuerzüge mit Gasen füllen, sich darin aufspeichern und wenn dann am andern Morgen der Heizer das über Nacht auf dem Rost liegen gebliebene Feuer auseinander rührt und nun den Schieber mehr öffnet, so kann leicht eine Entzündung der Gase eintreten und eine Gasexplosion stattfinden, welche schon mehrfach Verwüstungen am Kesselmauerwerk und Kessel angerichtet hat.

XI. Ueber die häufiger vorkommenden Korrosionen in Dampfkesseln*).

Korrosionen sind in den meisten Fällen Rosterscheinungen; zur Erklärung der Korrosionsursachen ist daher die Erwähnung der Bedingungen nothwendig, unter welchen Eisen verrostet. An der Luft verwandelt sich das Eisen unter dem Einflusse von Feuchtigkeit, Sauerstoff und Kohlensäure in mit Eisenoxidul vermischtes Eisenoxidhidrat, das etwas Eisenkarbonat und eine Spur Ammoniak einschließt; unter Wasser gebildeter Rost ist gewöhnlich reicher an Eisenoxidul, etwas magnetisch und von dunklerer Farbe. Hat das Rosten einmal begonnen, so greift es weiter um sich, da das poröse Oxidationsprodukt Feuchtigkeit, Gase und Säuren aus der umgebenden Luft oder dem Wasser auffaugt und dem gesunden Eisen neue oxidirende Stoffe zuführt. Das Rosten wird durch die verschiedene Rostfähigkeit des Eisenmaterials selbst, oder durch äußere Einflüsse befördert oder gehemmt; in erstérer Beziehung sind fördernd rauhe Außenflächen, Gehalt an Mangan und Schwefel, ungleichmäßige Vertheilung der im Eisen vorkommenden Beimischungen, Vorkommen von Schlackenbändern; die beiden letzteren Fälle sind meist durch die büschelförmige oder pockennarbige Form der Verrostung erkennbar. Hemmend sind glatte Außenflächen, Gehalt an Kohlenstoff und Phosphor, Gleichmäßigkeit des Materials; schützend wirkt eine Glühspan- oder Inoxidationsschicht. Aeußere Einflüsse von rostbefördernder Wirkung sind in der Luft großer Gehalt an Feuchtigkeit, unter Wasser große Mengen darin gelöster Kohlensäure und Sauerstoff, sowie von Chlorverbindungen, von hemmender Wirkung z. B. Gehalt des Wassers an Kalk und Natriumkarbonat (Soda). Die Menge von im Wasser gelösten Gasen hängt zunächst ab von der Herkunft desselben (Fluß-, Quell- oder Brunnenwasser), außerdem aber von phisikalischen Einflüssen in der Art, daß sie mit zunehmender Temperatur einerseits, mit abnehmendem äußeren Druck andererseits abnimmt, so daß z. B. Wasser bei etwa 70^0 ebenso wie unter einem ungefähr 80 %igen Vakuum nur mehr unerhebliche Gasmengen gelöst enthält.

Außer den Säuren greift auch eine Anzahl löslicher Substanzen, wie Kochsalz, Chlorammonium, Chlormagnesium, Aetznatron, Schwefelnatrium u. dgl., in der Wärme das Eisen direkt an.

In Dampfkesseln können sehr viele, von den Bestandtheilen des Speisewassers herrührende Stoffe eine mit Blechzerstörung verbundene chemische Wirkung ausüben; als Korrosionsursachen lassen sich diesbezüglich vier Haupt-

*) Nach Wochenschrift des österr. Ingenieurvereins. 1889 Nr. 6.

gruppen unterscheiden: a) im Wasser gelöste Gase, b) unlösliche, c) lösliche Stoffe, d) flüchtige Säuren.

a) Korrosionen durch im Wasser gelöste Gase.

Diese werden in weitaus den meisten Fällen durch Zusammenwirken von Sauerstoff und Kohlensäure hervorgerufen, und zwar naturgemäß am meisten dort, wo die Gase infolge der Temperaturerhöhung des Wassers aus demselben frei werden und an den Kesselwänden längere Zeit anhaften können. Diese Bedingungen sind in den Unterkesseln von Zwischenfeuerungskesseln erfüllt, welche daher sehr häufig von Korrosionen größeren oder geringeren Grades betroffen werden; an den angefressenen Stellen ergeben sich zumeist narbenförmige Zerstörungen, überdeckt mit Knollen von Eisenoxiduloxid, die oft durch ihre Schwere an der Kesselwand herabsinken und zu rinnenförmiger Anfressung Veranlassnng geben. Unterstützende Ursachen dieser Korrosion sind relative Ruhe des Wassers (geringe Verdampfung, mäßige Heizung, geringe Kesselneigung, durch enge Stutzen behinderte Zirkulation, häufige Stillstände), Rostneigung des Kesselbleches, Verletzung der schützenden Außenhaut durch mechanische oder thermische Einflüsse (vorhandene Furchen oder Anrisse, Biegung, Knickung, lokale Abkühlung). Die Korrosion kann bei einem und demselben Kessel oft sehr wechseln, je nach der Verdampfung und dem Gasgehalt des Wassers (Jahreszeit). Korrosionen an der Wasserlinie treten bei Dampfkesseln oft ein, wenn dieselben, mit frischem Wasser gefüllt, längere Zeit außer Betrieb stehen, weil die nach und nach frei werdenden Gasbläschen sich an der Oberfläche des Wassers sammeln, dort an dem Kesselblech ansetzen und so die Oxidation desselben bewirken. Die durch solche Korrosionen eintretende Schwächung des Kessels wird naturgemäß am ehesten in dem Falle bedenklich, wenn die Längsnähte so angebracht sind, daß sie natürliche Hindernisse für das Aufsteigen der Gasbläschen an der Kesselwand aufwärts bieten Diese Korrosionen lassen sich durch Zinkeinlagen in die bedrohten Kesseltheile nicht aufhalten, aber vermindern durch Alkalität des Wassers (Soda), starke Kesselneigung und möglichste Abhaltung des Eindringens von Luft in das Wasser (Injektor, Pumpe), verhindern jedoch durch starke Zirkulation (mehrere Stutzen), durch Verlegung des Speiseeintrittes an eine stark erwärmte Wasserstelle, von wo die freiwerdenden Gasbläschen in den Dampfraum entweichen können, und durch starke Vorwärmung des Speisewassers. Viel seltener als die erwähnten Sauerstoff-Korrosionen sind die durch Schwefelwasserstoff (der z. B. in Wässern mit faulendem Seegras entsteht) hervorgerufenen Korrosionen, welche aber durch die bedeutende Löslichkeit dieses Gases und dessen heftige Einwirkung auf das Eisen, an allen Stellen

wo es frei wird, sehr bald eine äußerst schädliche Ausdehnung gewinnen können. Diese Korrosion kann durch Ausfällen des Schwefelwasserstoffes mittelst Eisenvitriol verhindert werden.

b. Korrosionen durch unlösliche Stoffe.

Diese entstehen durch chemische Veränderung von fetten (animalischen und vegetabilischen), die mit dem Speisewasser in den Kessel gebracht werden (Schmierung der Dampfzylinder, der Speisepumpe u. dgl.).

Die genannten Fette setzen sich entweder unter dem Einfluße hoher Temperatur in unlösliche Fettsäuren (Stearinsäure, Elainsäure, Palmitinsäure) um oder sie werden durch Aufnahme von Sauerstoff aus dem Wasser sauer: ersteres erfolgt in den heißeren Kesselteilen oder im Dampfraum, letzteres im kälteren Unterkessel. In beiden Fällen greifen die entstandenen sauren Verbindungen das Kesselmaterial an den Stellen an, wo sie haften bleiben; oft geben auch herumgetragene Fettteile durch Aufätzung Veranlassung zu Sauerstoff-Korrosionen an Stellen, wo solche sonst nicht zu erwarten sind.

Als Mittel zur Verhinderung der Korrosionen durch Fette dient ein passender Sodazusatz zum Speisewasser, wodurch die Fette als Alkalifeifen ausgefällt werden.

c) Korrosionen durch lösliche Stoffe.

Diese Korrosionen können auf außerordentlich vielseitige Weise entstehen und bereiten oft dadurch, daß viele Stoffe korrosionshemmend oder fördernd aufeinander einwirken, der klaren Erkenntniß der Korrisionsursachen viele Schwierigkeiten.

Es sind zunächst zu unterscheiden jene Stoffe, welche, bei Lufttemperatur das Eisen nur mäßig angreifend, mit steigender Wassertemperatur und Konzentration eine gleichmäßig zunehmende Wirkung auf das Kesselmaterial ausüben; in dieser Beziehung sind Korrosionen rasch zerstörender Natur vielfach an Kesseln beobachtet worden, welche mit Salzsoole, herrührend von den Abwässern von Bädern, gespeist wurden, wo als zerstörender Theil das Chlornatrium auftrat, bei mit Ammoniumchlorid (Salmiak in dem „Kesselsteinmittel", Halogenin" vorkommend) gespeisten Kesseln, wo ein großer Theil des Eisens zu Chloreisen umgewandelt wurde, ferner bei mit konzentrirter Aetznatronlauge (Honigmann'sche Kessel) gefüllten Kesseln; bei letzterer ergiebt sich immer ein desto größerer Angriff auf das Eisen, je mehr die Lauge durch Schwefelverbindungen verunreinigt ist.

In ähnlicher Weise wie vorgenannte Stoffe wirken freie Säuren auf das Kesselblech ein, erklärlicherweise bei geringer Konzentration nur an den Punkten, wo durch die Wärme eine gesteigerte chemische Energie hervorgerufen wird, also an den heißesten Theilen (Wasserlinie, Feuerplatten). Als ziemlich häufige Beispiele dieser schädlichen Wässer sind zu erwähnen die Abwässer von Verzinkereien, welche oft Salpetersäure enthalten, die Wässer aus Kloaken mit bereits zersetzten, stickstoffhaltigen Stoffen, dann aus Torfmooren (Ulmin-, Humin-, Ameisensäure u. dgl.), ferner die Grubenwässer aus Steinkohlen-, Braunkohlen- und Kaolingruben, welche oft freie Schwefelsäure enthalten, herrührend von der Oxidation im Thonschiefer vorkommender Pirite.

Im Verhalten völlig verschieden, in der Wirkung aber gleich wie die vorerwähnten, sind jene Stoffe, welche bei gewöhnlicher Temperatur das Eisen wenig oder gar nicht angreifen, welche aber, bei einer gewissen Temperaturgrenze angelangt, Zersetzungen erleiden und durch Bildung von Eisenverbindungen zerstörend auf das Kesselblech einwirken. Hierzu gehören z. B. oft die Abwässer der Eisenbeizen von Drahtziehereien, welche schwefelsaures Eisenoxid enthalten, welches sich bei der Wassertemperatur von 150—160° in Eisenoxid und freie Schwefelsäure zersetzt, welche letztere das Eisen oxidirt und durch Aufnahme von Sauerstoff aus dem Wasser und folgende Zersetzung fortlaufende Zerstörung des Kesselblechs bewirken kann.

Sehr zerstörend wirkt auch die von Holzdämpfern entstehende, aus dem Holze ausgelaugte Flüssigkeit welche Ameisensäure enthält und das Eisen oft sehr schnell angreift. Sehr oft treten in Dampfkesseln von Zuckerfabriken schwere Schäden dadurch ein, daß Zuckerlösungen, die theils durch Undichtheit, theils durch zu heftiges Verdampfen in Verdampfapparaten mechanisch mitgerissen, mit den sonst sehr reinen Destillaten (Retourwasser und Brüdenwasser) gemischt, in die Kessel gelangen und dort unter dem Einflusse der Temperaturen von 140—150° unter Ausscheidung kohliger Substanzen in organische Säuren sich zersetzen (Ameisensäure, Essigsäure, Lävulinsäure) und dann, besonders bei längerem Verweilen in den Kesseln oder bei Abwesenheit einer schützenden Schicht von Kesselstein, eine sehr energische wurmfraßartige Korrosionswirkung an den heißesten Kesseltheilen ausüben; die Korrosion hemmend oder ganz verhindernd wirkt der Ammoniakgehalt des Brüdenwassers oder geeignete Zusätze von Kalk oder Soda.

Abweichend von den bisher beschriebenen, äußern sich die Korrosionen, die durch lokale Zersetzung verschiedener Stoffe an den direkt gefeuerten Blechplatten entstehen, und zwar jener Stoffe, die sich auch bei den höchsten in den betreffenden Kesseln vorkommenden Flüssigkeitstemperaturen noch nicht

zersetzen, wohl aber bei Temperaturen von 220° und mehr, wie dieselben, besonders bei Stauhitze, an den von der Flamme getroffenen Blechtheilen vorkommen. Hierher sind zu rechnen die in Laugenkesseln, beziehungsweise Eindampfkesseln von Zellulosefabriken vorkommenden Korrosionen, die ihre Ursache theils in dem Gehalt der Kochlauge an Schwefelnatrium, welches lokale Bildung von Schwefeleisen bewirkt, theils in dem Gehalt der Eindampflauge an Chlornatrium und geschwefelten Kohlenwasserstoffen haben; wie scharf die Zersetzungsgrenze dieser Substanzen ist, zeigt sich aus der Thatsache, daß durch Beseitigung der Stauhitze in Folge Feuerzugsänderung in einigen Fällen die Ausbreitung schon begonnener Korrosionen fast vollständig gehemmt wurde.

Durch Korrosionen in Folge lokaler Zersetzung von Chloriden, die im Wasser gelöst sind, leiden oft Kessel, deren Speisewasser auf irgend eine Weise mit dem Abwasser von Färbereien in Berührung kommt, sei es nun, daß dieses Wasser in einem offenen Gerinne geführt wird, sei es, daß das Speisewasser aus einem Brunnen in unmittelbarer Nähe eines solchen Gerinnes entnommen wird; auch in diesem Falle zeigt sich die Wirkung der zersetzten Chloride, die aus dem infizirten Boden stammen, im Kessel durch lokales Angreifen besonders heißer Blechtheile. Entsprechender Sodazusatz zum Speisewasser verhindert die Ausbreitung dieser Korrosionen vollständig.

Häufig findet man bei dieser Korrosion durch Zersetzung von Chloriden auch den Dampfraum des Kessels korridirt, nämlich mit einer rothbraunen Rostschicht bedeckt; diese Korrosion wäre nach der eingangs getroffenen Eintheilung besonders zu behandeln, da sie von flüchtigen Säuren herrühren muß; als solche wird wohl nur Salzsäure, aus Zersetzungen verschiedener Chlorverbindungen stammend, genannt werden müssen, welche aber auch eine Korrosion in Folge gelöster Säure bewirkt, also ein Bindeglied dieser beiden, scheinbar weit abliegenden Blechzerstörungen darstellt.

Bezüglich dieser Chlorverbindungen ist besonders das Chlormagnesium hevorzuheben; dieses hat die Eigenschaft, wenn es im Wasser gelöst ist, bei 4 Atmosphären Druck direkt in Salzsäure und Magnesiumhidrat zu zerfallen, ja sogar bei nur 2—3 Atmosphären und entluftetem Wasser, Eisen im Wasser- und Dampfraum energisch anzugreifen, indem Eisenchlorid in Lösung geht und außerdem Eisenoxid gebildet wird, wobei bei genügender Zeit das Kesselwasser neutral reagirt. Diese Eigenschaft des Chlormagnesiums hat sich schon oft verderblich gezeigt bei Kesseln, welche mit Chlorbarium zur Fällung des Gipses behandelt werden, welches aber nebenbei Bittersalz (schwefelsaures, Magnesium) gelöst enthielt; es bildete sich durch Umsetzung Chlormagnesium. das, zerfallend, eine korrodirende Wirkung ausübte; diese Eigenschaft des

Chlormagneſiums mag wohl auch bei der Korroſion des Schiffskeſſel eine gewiſſe Rolle ſpielen; dieſe Keſſel, beſonders die mit Waſſer aus Oberflächenkondenſatoren geſpeiſten, werden im Waſſer- und Dampfraum ſehr raſch verroſtet, wozu wohl auch die relative Reinheit des Speiſewaſſers, welche eine nur dünne, alſo wenig ſchützende Keſſelſteinſchicht mit ſich bringt, beiträgt, außer der Thatſache, daß die feuchte Seeluft auf das Keſſelinnere bei Leerſtehen des Keſſels ſehr ſtark verroſtend wirkt.

Da es jedoch faſt immer geſchieht, daß durch Undichtigkeiten die Salzbeſtandtheile des Seewaſſers, von welchem Chlormagneſium etwa 9 % ausmacht, in die Keſſel kommen, ſo kann die Möglichkeit der Chlormagneſium-Zerſetzung nicht ausgeſchloſſen werden.

XII. Das Speiſewaſſer.

1. Meſſung.

Für alle Dampfkeſſelbeſitzer iſt es von größter Wichtigkeit, den Kohlenverbrauch auf das geringſte Maaß zu beſchränken; um aber beurtheilen zu können, ob und auf welche Weiſe dies möglich, iſt vor Allem die genaue Kenntniß der verbrauchten Speiſewaſſermenge nöthig und dann giebt die fortlaufende genaue Aufzeichnung des verdampften Waſſers unter Berückſichtigung der dazu verbrauchten Kohlenmenge ein zuverläſſiges Mittel:

1. die Verdampfungsfähigkeit der verſchiedenen Keſſelarten,
2. den Heizwerth des verwendeten Brennmaterials,
3. die Fähigkeit und den Fleiß des Heizers,
4. den jeweiligen Zuſtand des Keſſels und der Dampfmaſchine erkennen und ohne Schwierigkeit fortlaufend beobachten zu können.

Nur ein Waſſermeſſer, der kaltes oder warmes Waſſer unter jedem Druck genau mißt, giebt dem Keſſelbeſitzer die Möglichkeit, jederzeit feſtſtellen zu können, wie viel Kilo Waſſer mit 1 Kilo der verſchiedenen Kohlenſorten verdampft werden, und aus den Vergleichen der täglichen Aufzeichnungen untereinander und den allgemeinen Anſprüchen, die man an einen guten Keſſel, an preiswerthe Brennſtoffe und an einen guten Heizer ſtellt, ergiebt ſich für den Keſſelbeſitzer ein untrügliches Urtheil über ſeinen geſammten Dampfbetrieb und es ſollte daher ein guter Waſſermeſſer bei keiner Keſſel-Anlage fehlen.

Die Koſten eines Waſſermeſſers werden in allen Fällen allein ſchon durch den Heizer, der ſich beobachtet weiß und den man leicht mit einem

kleinen Antheil an der Kohlenersparniß betheiligen kann, in kurzer Zeit eingebracht.

Daß aber eine so nützliche Wassermessung bisher so selten, oder nur bei großen Anlagen oder auf kurze Dauer bei Untersuchungen vorgenommen wurde, mag seinen Grund darin haben, daß die bisherigen Apparate auf die Dauer gerechten Ansprüchen meist nicht genügen konnten, ohne Störungen in bestehende Speisewasserleitungen sich nicht einschalten ließen oder unter höherem Druck und mit heißem Wasser bei Pumpen oder Injektorbetrieb überhaupt nicht arbeiteten. Empfohlen wird:

Fig. 62.

Der Schmid'sche Wassermesser*) Figur 62, insbesondere zum bequemen Messen von Kessel-Speisewasser. Derselbe ist ein Kolbenwassermesser mit zwei senkrecht nebeneinander stehenden Zylindern, deren Kolben auf eine gemeinschaftliche Kurbelwelle wirken, so daß ein Stillstand derselben im Betriebe ausgeschlossen ist. Eine besondere Steuervorrichtung, Schieber u. dgl., ist ganz vermieden und geht die Steuerung und Vertheilung des Wassers nur durch die eigenthümlich durchbrochenen, sehr einfachen Kolben vor sich. Der Wassermesser arbeitet bei jedem Druck und jeder Geschwindigkeit gleich zuverlässig. Derselbe kann so genau eingeschliffen werden, daß seine Bewegung bereits bei dem Druck einer Wassersäule von 0,3 Meter beginnt und daß ein tropfenweiser Austritt ebenso genau gemessen wird, wie 10000 Liter in einer Stunde. Der Wassermesser bildet daher eine durchaus genaue, selbstthätige Meßvorrichtung.

Die Wassermenge, welche durch den Wassermesser geflossen ist, wird an einem allgemein verständlichen Zählwerk in Litern abgelesen.

Aufstellung des Schmid'schen Wassermessers. Der Schmid'sche Wassermesser muß in das Druckrohr der Speiseleitung und zwar im Sinne der Richtung des Pfeiles, welcher auf jedem Apparat angebracht ist, eingeschaltet werden (Figur 63). Wenn das Wasser durch einen Vorwärmer fließt, ist der Wassermesser stets vor dem Vorwärmer einzuschalten; ist in der

*) Vertrieben durch Speyrer & Co. (Berlin S.W.)

Speiseleitung ein Sicherheitsventil vorhanden, was stets zu empfehlen ist, so muß der Wassermesser zwischen diesem Sicherheitsventil und dem Kessel eingeschaltet werden. Es ist zu empfehlen, durch Dreiweghahn und Durch-

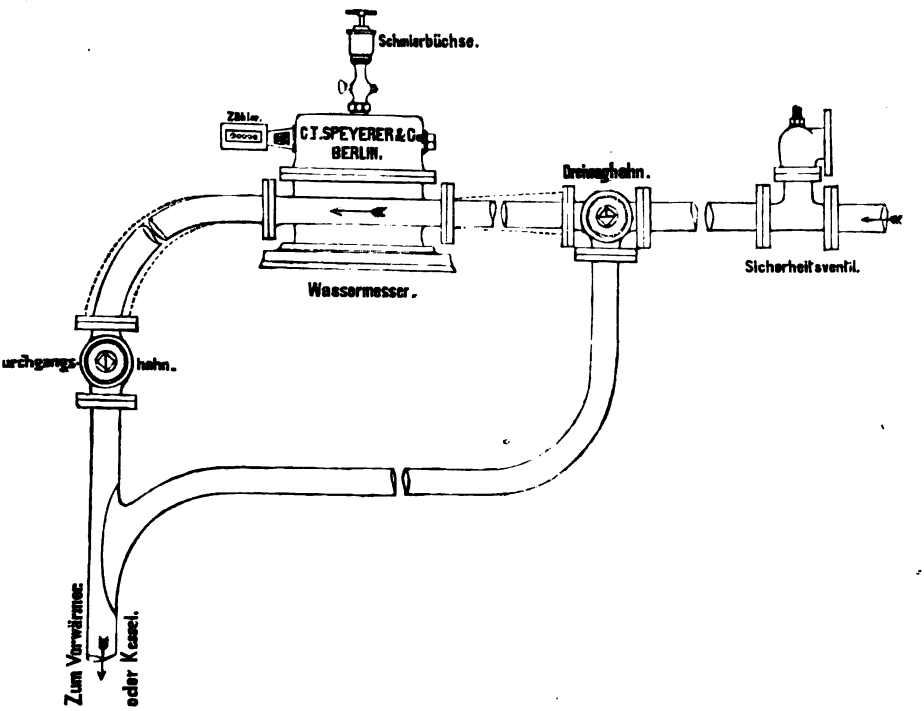


Fig. 63.

gangshahn nebst entsprechender Abzweigrohrleitung eine Abstellung des Wassermessers jederzeit während des Betriebes zu ermöglichen, jedoch ist diese Anordnung nicht nothwendig.

Es ist sorgfältig darauf zu achten, daß das gesetzlich vorgeschriebene Rückschlagventil am Kessel dicht ist, damit der Rückfluß des Kesselwassers in den Wassermesser verhindert wird.

Wenn aus irgend welchem Grunde der Wassermesser auseinander genommen werden soll, entfernt man die Schrauben, welche Obertheil und Mittelstück verbinden, hebt ersteres vermittelst der Druckschrauben an und versucht es

senkrecht abzuheben, wodurch beide Kolben mit herausgezogen werden. Haben sich letztere durch Rost oder dergl. festgesetzt, so muß auch das Untertheil abgenommen und an den Kolben von unten vorsichtig nachgeholfen werden. Beim Wiederzusammensetzen ist darauf zu achten, daß die Dichtungspappe, welche Untertheil und Mittelstück, sowie Mittelstück und Obertheil abdichtet, nur genau 1 Millimeter dick ist und wieder richtig eingelegt wird, da sonst die betreffenden Kanäle nicht richtig in Verbindung stehen.

Eine gründliche Reinigung sollte man dem Wassermesser ebenso gut wie jeder anderen Maschine von Zeit zu Zeit zu Theil werden lassen. Vor Frost ist der Wassermesser natürlich sorgfältig zu schützen und vor jedem Transport durch Oeffnen vom Wasser zu befreien.

Nach einem Vortrage Struplers*) wird dieser Wassermesser wie folgt beurtheilt.

Während vereinzelt Schmid'sche Messer wegen Unzuverlässigkeit und rascher Abnutzung bald nach ihrer Aufstellung beseitigt wurden, heißt es von anderer Seite, daß sie als neu sehr gute Resultate geben, bei fortwährender Benutzung aber nach einiger Zeit in der Genauigkeit sinken und sich namentlich an den Kolben rasch abnutzen; wieder Andere berichten, daß er sich bei kontinuirlichem Betriebe jeweils ungefähr 2 Jahre lang recht gut halte, dann aber reparaturbedürftig werde; an einem Orte befinden sich dagegen solche, die über zwei Jahre ohne wesentliche Reparatur durchkommen, einer sogar, der ohne Anstand seit acht Jahren arbeitet.

Im Allgemeinen wird empfohlen, den Apparat reichlich groß genug zu nehmen, damit er nicht zu rasch laufen müsse, ihn fleißig zu schmieren, nur bei sandfreiem Wasser anzuwenden, Speisewasser von über 80^0 nicht durch ihn gehen zu lassen und ihn von Zeit zu Zeit nachzusehen und wieder in Stand zu stellen. Höhere Temperatur als 80^0 veranlaßt leicht das Verlaufen der Schmiere und dadurch veranlaßt Festsitzen der Kolben.

Ausbesserungen sind verhältnißmäßig wenig nöthig und können fast ganz vermieden werden, wenn fleißiges Nachsehen und Schmieren stattfindet und namentlich, wenn der Apparat groß genug, jedenfalls etwas größer gewählt wird, als der Prospekt ihn nach vorgesehener Leistung angiebt.

Betreffs Genauigkeit wechseln die Resultate nach besondern Versuchen zwischen 0,5 bis 1,5 %, was für Betriebszwecke vollkommen genügend erscheint. Bei nur vorübergehend hoher Temperatur des Speisewassers kann man sich leicht mit etwas fleißigem Schmieren helfen.

---

*) Zeitschrift des Verbandes der Dampfkesselvereine. August 1890. Nr. 8. Seite 114.

Für die Benutzung auch bei kleinen Anlagen ist gesorgt, indem Anschlußstücke für Leitungen von verschiedenem Durchmesser vorhanden sind und da sich ergeben hat, daß auch ganz kleine Durchgangsmengen ebenso genau gemessen werden wie größere.

Außer den beschriebenen werden auch noch die Wassermesser von Kennedy und von Fischer & Stiehl als empfehlenswerth bezeichnet.

Der Wassermesser ist der treueste, unbefangenste und unparteiischste Rathgeber im Dampfkesselbetrieb; er giebt Auskunft über den praktischen Brennwerth der verschiedenen Kohlensorten, die Geschicklichkeit des Heizers in Bezug auf Brennmaterialverbrauch, die Zuverlässigkeit verschiedener Einrichtungen, die zum Zwecke von Kohlenersparniß bei Dampfkesseln angewendet werden sollen, und bei denen Kohlenersparniß in Aussicht gestellt wird, sodann über den Zustand der Kesselanlage im Allgemeinen.

Ein aufmerksamer Beobachter wird an der Hand eines guten Wassermessers rasch und ohne Mühe sich überzeugen können, welche Kohle seiner Anlage am besten paßt, ob der Heizer etwas taugt oder nicht, und ob er sich verschlechtert oder verbessert hat.

2. Wasserreinigung. Kesselstein.

Das Wasser zum Speisen der Dampfkessel soll klar sein, wenig Kalzium- und Magnesiumsalze, keine Nitrate und Nitrite, kein Ammon, keine Schwefelmetalle, keine Substanzen von saurem Charakter und kein Fett enthalten.

Auch absorbirte Gase (Sauerstoff, Kohlensäure und Schwefelwasserstoff) wirken nachtheilig.

Die Karbonate der Erdalkalimetalle sind, sowie das Kalziumsulfat, die hauptsächlichste, ja in der Regel sogar die alleinige Ursache der Kesselsteinbildung.

Als Kesselstein bezeichnet man die im Wasserraume des Dampfkessels entstehenden krustenartigen oder schlammigen Absätze.

Bisher war man der Meinung, daß Kalziumsulfat der eigentliche Krustenbilder sei, die Karbonate des Kalziums und Magnesiums für sich allein blos schlammige Ausscheidungen geben und nur durch Vermittlung des Gipses zu festen Krusten zusammenbacken. Neuere Untersuchungen haben aber gezeigt, daß manche Wässer sehr feste, kristallinische Kesselsteinkrusten absetzen, die fast nur aus Kalziumkarbonat bestehen. Wenn man Wasser, welches größere Mengen von Erdkarbonaten gelöst enthält, in einem Glasgefäße längere Zeit kocht, so entstehen neben den pulverigen oder flockigen Ausscheidungen auch immer schwache Krusten, die sich fest an die Glaswand ansetzen.

Die Neigung zur Kruſtenbildung iſt um ſo größer, je langſamer die Ausſcheidung der betreffenden Verbindung erfolgt. Ein Theil der Erdkarbonate fällt ſchon beim Erwärmen des Waſſers, ein anderer Theil erſt nach längerem Kochen, nnd der letzte Antheil bleibt ſelbſt im kochenden Waſſer gelöſt. Ein Liter Waſſer löſt 34 Milligramme Kalziumkarbonat und 100 Milligramme Magneſiumkarbonat. Dieſer letzte Antheil fällt erſt in dem Maße aus, als Waſſer verdampft, und wirkt gewiſſermaßen als Bindemittel für den bereits früher ausgeſchiedenen pulverigen Niederſchlag. In gleicher Weiſe ſcheidet ſich auch das Kalziumſulfat nur allmählich aus. Die übrigen Beſtandtheile, welche im Keſſelſtein vorkommen können, ſind theils ſchon im urſprünglichen Waſſer vorhanden, wie Kieſelſäure, Silikate, Eiſenkarbonat (als Bikarbonat) und organiſche Subſtanzen, theils werden ſie erſt durch Zerſetzung bei höherer Temperatur gebildet, wie das der Fall iſt bei dem Magneſiumhidroxid, welches aus dem Chlorid und Karbonat entſteht und theils ſind ſie erſt nachträglich in das Waſſer gelangt, wie das Eiſenhidroxid, das Kalziumhidroxid und die fettartigen Subſtanzen. Das Eiſenhidroxid rührt von den Keſſelwänden und Eiſenbeſtandtheilen der Pumpen, Röhrenleitungen ꝛc. her, das Kalziumhidroxid von der bei der Reinigung des Speiſewaſſers im Ueberſchuß angewandten Kalkmilch, und die fettartigen Beſtandtheile von den Schmiermitteln.

Die Keſſelſteinbildung hat mehrfache Nachtheile im Gefolge:

1. Die Wärme der Feuergaſe wird viel unvollſtändiger ausgenützt, indem die Abſätze die Keſſelwand ſtetig verdicken und überdies die Wärme viel ſchlechter leiten als das Blech. Für die Erzeugung einer beſtimmten Dampfmenge iſt daher in dieſem Falle ein bedeutend größerer Brennſtoffaufwand erforderlich.
2. Die Keſſel werden durch das Ueberhitzen der Feuerplatten und bei der Reinigung durch das Losmeißeln der Kruſten ſehr raſch abgenützt. Hat die Keſſelſteinkruſte eine gewiſſe Dicke erreicht, ſo kann ſich das Ueberhitzen in Folge des gehinderten Wärmedurchganges ſogar bis zum Erglühen ſteigern, was dann immer mit einem Verziehen und Ausbauchen der Feuerplatten, ſowie mit einem Undichtwerden der Nietnähte verbunden iſt.
3. Es liegt die Gefahr einer Keſſelexploſion nahe, indem ſich der auf den glühenden Blechen befindliche Keſſelſtein oft in ganzen Platten loslöſt. In demſelben Momente aber, als das Waſſer mit der glühenden Metallfläche in Berührung kommt, entwickelt ſich maſſenhaft Dampf, und es entſteht eine Spannung, die das Normalmaß weit überſteigt. Die Gefahr des Zerreißens iſt hier um ſo größer, als das Blech im erhitzten

Zustande an Festigkeit bedeutend verliert, und der Dampfdruck nicht gewissermaßen mit einem Stoße steigt.

4. Das durch die ausgeschiedenen Salze schlammig gewordene Wasser schäumt oft sehr stark, der Schlamm verstopft die Wasserstandszeiger und Manometer, legt sich zwischen die Sitzflächen der Ventile und wird in die Dampfmaschine mit übergerissen.

Zur Verhinderung der Kesselsteinbildung wurde eine große Zahl von Mitteln und Vorrichtungen empfohlen, von denen sich aber nur wenige in der Praxis bewährt haben.

Das einfachste und in manchen Fällen auch ganz zweckmäßige Mittel ist das oftmalige theilweise Ausblasen des Kessels. Die Kesselsteinbildung wird dadurch zwar nicht verhindert, wohl aber auf ein geringeres Maß beschränkt, da die Konzentration der verbleibenden Salzlösung niemals hoch steigt, und bei jedesmaligem Ausblasen der größte Theil des Schlammes, welcher bei länger fortgesetztem Betriebe mit an der Krustenbildung theilnimmt, entfernt wird.

Das Anstreichen der Kesselwände mit Fett, Seife, Theer, Graphit u. s. w. soll einerseits das Rosten der Bleche und andererseits auch das feste Anhaften des Kesselsteines verhindern. Diese Methode, welche auch heute noch von mehreren Seiten empfohlen wird, schadet oft mehr als sie nützt. Alle wie immer gearteten Anstriche haben den Nachtheil, daß sie die direkte Berührung des Wassers mit dem Kesselblech verhindern, in Folge dessen die Wärmeübertragung erschweren, und nicht selten ein stoßweises Sieden veranlassen. Ferner verunreinigen sie das Wasser und den Dampf. Am schädlichsten sind Fette oder fetthaltige Substanzen.

Die rationellste Methode, der Kesselsteinbildung vorzubeugen, besteht in der chemischen Behandlung des Speisewassers in Behältern oder Apparaten, worin durch geeignete Reagentien alle kesselsteingebenden Salze zerlegt und die dabei entstehenden Niederschläge durch Absitzenlassen oder Filtration entfernt werden. Es lassen sich dadurch alle hier in Betracht kommenden Wässer derart reinigen, daß sie für die Verwendung als Kesselspeisewasser brauchbar werden.

Die chemische Reinigung ist darauf begründet, daß die in Wasser gelösten Stoffe in unlösliche Verbindungen übergeführt und ausgefällt werden. Bei der Entstehung des Niederschlages werden auch noch andere, gelöste, wie in Wasser schwebende, ganz oder theilweise mit ausgefällt. Die in Anwendung kommenden Mittel sind verschieden, je nach dem chemischen Bestande der im Wasser gelösten Stoffe und nach dem Mengenverhältniß derselben.

Eine Reinigung ist nur dann richtig und zuverlässig auszuführen, wenn die chemische Analyse des betreffenden Wassers ausgeführt worden ist und zur Richtschnur genommen wird.

Im Allgemeinen muß man die Bemühungen, die Bildung des Kesselsteins durch Zusatz von Chemikalien zu dem bereits im Kessel befindlichen Wasser zu verhüten, als durchaus verfehlt bezeichnen. Daß dieser irrationelle Weg endlich verlassen worden, ist das Verdienst von Kohlrausch in Wien. Derselbe kam zuerst auf den allerdings nahe liegenden Gedanken, die Zersetzung der Kesselstein bildenden Stoffe vor der Einführung des Wassers in die Kessel zu bewirken. Dazu ist selbstverständlich die genaue Kenntniß der chemischen Natur des Wassers erforderlich. Kennt man aber die chemische Zusammensetzung eines Wassers, weiß man, welche und wie viel Kesselstein bildenden Erdsalze dasselbe enthält, so ist auch jeder Chemiker in der Lage, Mittel und Wege anzugeben, diese Salze in zweckentsprechender Weise zu entfernen. In der Folge sollen die bewährtesten der hierauf begründeten Verfahren beschrieben werden.

1. Ein Verfahren, dessen Anwendung sehr wenig Aufsicht und Mühewaltung erfordert, und das fast automatisch wirkt, ist das Verfahren von **Bohlig**.*) Dasselbe beruht auf der Eigenschaft des Magnesiumoxidhidrats, die Bikarbonate der Erdmetalle, und auf der Eigenschaft der kohlensauren Magnesia, den schwefelsauren Kalk zu zersetzen. Die Bikarbonate der Erdmetalle werden schon nach kurzer Zeit der Berührung mit Magnesiumoxidhidrat in einfach kohlensaure Salze, die unlöslich sind, übergeführt, während gleichzeitig kohlensaure Magnesia entsteht. Die kohlensaure Magnesia wirkt zersetzend auf den schwefelsauren Kalk, indem sich schwefelsaure Magnesia und kohlensaurer Kalk bildet; diese Umsetzungen vollziehen sich besonders leicht bei hoher Temperatur. Je nach der Natur der im Wasser enthaltenen Salze wird man also entweder reines Magnesiumoxidhidrat anwenden, oder aber eine Mischung von Magnesiumoxidhidrat mit kohlensaurer Magnesia, bezw. basisch kohlensaure Magnesia. Der Prozeß ist einfach und klar; es drängt sich aber die Frage auf, was geschieht, wenn in dem zu reinigenden Wasser auch Chlormetalle enthalten sind? Ist in solchen Fällen nicht zu besorgen, daß ein Theil der in den Kessel übergegangenen schwefelsauren Magnesia sich zersetzt und daß Chlormagnesium entsteht? Diese Verbindung, die wir mit Recht in den Kesseln fürchten, kann in der That bei Gegenwart von Chlormetallen bei Anwendung des Magnesiaverfahrens entstehen; aber die unter anderen Umständen bestehende Gefahr, daß durch den Einfluß der hohen Temperatur das Chlormagnesium sich nun in Magnesiumoxid und freie

*) Patent Bohlig & Heyne; Vertrieb durch Heyne & Weickert in Leipzig.

Salzsäure zerlegen könnte, ist hier nicht vorhanden, weil mit dem gereinigten Wasser auch geringe Schlammmengen in die Kessel gelangen, die aus Magnesiumoxidhidrat bestehen. Das Speisewasser besitzt dadurch eine alkalische Reaktion, die immer nachzuweisen ist, und es würde, wenn das Chlormagnesium sich zersetzen sollte, die entstandene Salzsäure im Moment des Entstehens durch das vorhandene Magnesiumoxid neutralisirt werden. Gerade in dem Umstande, daß das mit Magnesia gereinigte Wasser stets eine ausgesprochen alkalische Reaktion besitzt, liegt die sichere Gewähr für die absolute Unschädlichkeit der Magnesia-Anwendung.

Was die Handhabung des Verfahrens anlangt, so ist dieselbe ungemein einfach, gegenwärtig geschieht die Herstellung des Magnesia-Präparats wie folgt. Wenn man feingepulverte Magnesia mit Holzraspelspähnen und etwas Wasser innig mischt, so tritt nach kurzer Zeit ein mäßige Erwärmung ein und es bildet sich Magnesiumoxidhidrat. Letzteres legt sich bald ganz fest auf die Außenflächen der Holzspähne auf und bietet in dieser Form der Vertheilung eine außerordentlich große Oberfläche dar.

Mit den so gewonnenen Magnesiaspähnen werden nun vier schmiedeeiserne Zilinder, die nach Art der Diffusionsgefäße zu einer Batterie mit einander verbunden sind, gefüllt. Die Zilinder haben einen Inhalt von ungefähr 1 cbm. Hat man Wasser zu reinigen, das suspendirte Stoffe enthält, so wird es sich unter allen Umständen empfehlen, diese erst zu beseitigen, sei es durch ein vorzulegendes Kohksfilter, oder durch eine Filterpresse, oder auf eine beliebige andere Weise. Nun läßt man das zu reinigende Wasser mit einer Temperatur von 60 bis 70° C. in das erste Gefäß der Reinigungsbatterie eintreten, läßt es alle Gefäße durchlaufen und bei dem vierten wieder austreten. Auf dem Wege durch die 4 Zilinder hat sich im Wasser die Zersetzung der Kesselstein bildenden Salze vollzogen und das austretende gereinigte und völlig klare Wasser kann nun unmittelbar zur Kesselspeisung benutzt werden. Nach einer Woche wird der erste Zilinder ausgeschaltet; der Zilinder wird entleert und auf's Neue mit Magnesiaspähnen gefüllt. Nun wird der zweite Zilinder derjenige, in den man das Wasser eintreten läßt; man läßt es durch den dritten und vierten in den ersten Zilinder gehen, welcher nun der letzte geworden ist; aus demselben tritt das gereinigte Wasser aus.

Nach wieder einer Woche wird der zweite Zilinder ausgeschaltet, entleert und wieder gefüllt, und nun läßt man das ungereinigte Wasser in den dritten Zilinder eintreten, durch den vierten nach dem ersten und zweiten laufen und aus diesem gereinigt austreten u. s. f. Jedesmal ist der zuletzt gefüllte Zilinder derjenige, aus welchem das gereinigte Wasser austritt.

Man sieht hieraus, daß die Wasserreinigungsbatterie ununterbrochen im Betriebe ist, der Betrieb wird auch dann nicht unterbrochen, wenn ein Zilinder entleert und frisch gefüllt wird; man läßt dann nur für die Zeit des Füllens, also etwa 2 Stunden lang, das Wasser statt durch vier nur durch drei Zilinder gehen. Die Wirkung der Magnesia läßt sich leicht beobachten.

Wenn man an dem Tage, an dem ein Zilinder frisch mit Magnesiumpräparat gefüllt worden ist, das gereinigte Wasser untersucht, indem man es mit oxalsaurem Ammoniak versetzt, so findet man, daß nach dem Zusatz dieses höchst empfindlichen Reagens' eine Fällung oder Trübung nicht entsteht; es zeigt sich erst nach Verlauf einer Viertelstunde ein ganz schwaches Opalisiren der Flüssigkeit. Am zweiten Tage erscheint das Opalisiren etwas früher, es tritt nach etwa 5 Minuten auf, während unmittelbar nach dem Zusatz des oxalsauren Ammoniaks das Wasser vollständig klar bleibt. Am dritten Tage tritt das Opalisiren nach 3 Minuten ein, am vierten Tage nach 2 Minuten, am fünften und sechsten aber schon nach $^1/_2$ Minute. Will man den Kalkgehalt des gereinigten Wassers als Maßstab für die Reinigungswirkung der Magnesia ansehen, so muß man zugeben, daß auch hierbei von einer absoluten Reinigung des Wassers, von einer unbedingten Beseitigung der Kesselstein bildenden Substanzen nicht die Rede sein kann, ebensowenig wie bei irgend einem anderen Verfahren. Aber die Kesselsteinbildung ist dennoch nicht erheblich, sie ist kaum nennenswerth, wenn man nur stets für rechtzeitige Beschickung der Reinigungs-Batterie mit frischem Magnesia-Präparat Sorge trägt. Der lockere Schlamm, der sich in den Kesseln ansammelt, läßt sich mit großer Leichtigkeit entfernen.

Was die Kosten des Verfahrens anbelangt, so sind dieselben nicht ganz gering. Man braucht beispielsweise für neun Kessel, die zusammen etwa 580 qm Heizfläche haben, wöchentlich 125 kg Magnesiumoxidhidrat, das macht wöchentlich etwa 54 Mark, die Reinigungsbatterie kostet etwa 4000 Mark; der Vorwärmer, mit Hülfe dessen das Wasser leicht auf die Temperatur von 50—60° R. gebracht werden kann, kostet 660 Mark. In einem anderen Falle sind die Kosten auf 5—6 Pf. für das Kubikmeter angegeben worden.

2. Verfahren von Stingl-Berenger. Diesem Verfahren wird von vielen Praktikern der Vorzug vor den übrigen gegeben. Ebenso von Schwackhöfer, dessen Besprechung*) wir im Nachstehenden folgen.

Die Fällung geschieht durch Natriumhidroxid, welches entweder für sich allein, oder im Gemenge mit Kalziumhidroxid oder Natriumkarbonat

*) Landwirthschaftliche Technologie S. 213 ff.

in Anwendung kommt. Durch die genannten Stoffe werden die Kalzium-, Magnesium- und Eisen-Salze, die Silikate, die Thonerde und die freie Kieselsäure, ferner die fettartigen Bestandtheile und endlich auch ein Theil der im Wasser gelösten organischen Stoffe ausgefällt.

Ob Natriumhidroxid für sich allein oder in Verbindung mit einem der vorgenannten Stoffe zu verwenden ist, hängt von dem gegenseitigen Mengenverhältnisse der auszufällenden Substanzen ab. Enthält das Wasser gerade so viel freie und halbgebundene Kohlensäure als dem Kalziumsulfat äquivalent ist, so genügt das Natriumhidroxid ohne weiteren Zusatz. Herrscht hingegen Kohlensäure (d. h. ein Bikarbonat) vor, so muß der Ueberschuß durch Kalziumhidroxid entfernt werden. Ueberwiegt der Gehalt an Gips, so kommt neben Natriumhidroxid auch noch Natriumkarbonat in Anwendung. Das Magnesiumkarbonat verhält sich ebenso wie das Kalziumkarbonat.

Enthält das Wasser neben den genannten Substanzen auch noch Magnesiumsulfat und Chlorid oder Eisensalze, so werden alle diese Verbindungen durch das Natriumhidroxid zerlegt und die Metalle als Oxidhidrate gefällt. Desgleichen wird auch die Thonerde abgeschieden. Die Alkalisilikate, sowie die freie Kieselsäure werden durch Kalziumhidroxid als Kalziumsilikate niedergeschlagen. Die vorhandenen Fette oder Fettsäuren fallen als Kalkseife aus.

Zuweilen findet sich im natürlichen Wasser auch Soda in erheblicher Menge (manche Wässer der ungarischen Theißgegend), was bei der Verwendung als Kesselspeisewasser zu Unfällen führt. Sobald nämlich das sodahaltige Wasser eine gewisse Konzentration im Kessel erreicht hat, tritt ein stoßweises Sieden und Ueberreißen von Wasser ein. Um solche Wässer zu reinigen, werden dieselben mit einer Mischung von Kalziumhidroxid und Magnesiumsulfat versetzt, wobei Kalziumkarbonat, Magnesiumhidroxid und unschädliches Natriumsulfat entstehn.

Die Zusätze werden als klare Lösungen in Anwendung gebracht; jeder Ueberschuß von Aetzkalk wird sorgfältig vermieden, weil derselbe einen sehr harten Kesselstein giebt.

Zur Herstellung der Reagenslösung dienen zwei Bottiche A und B, von denen jeder mit einer Dekantirvorrichtung (siehe Figur 64 f. S.) versehen ist. Soll z. B. eine Mischung von 0,50 Kilogr. Kalziumhidroxid und 1,21 Kilogr. Natriumhidroxid erzeugt werden, so löst man 207 Kilogr. Natriumkarbonat (entsprechend 2,3 Kilogr. 90prozentige Soda) in der 12 bis 20fachen Menge warmen Wassers, giebt die äquivalente Menge frischgebrannten Kalk (1,09 Kilogr.) in Form von Kalkmilch zu, rührt 8 bis 10

Minuten tüchtig durch, und läßt dann absitzen. Der Aetzkalk zerlegt die Soda, wobei sich Kalziumkarbonat abscheidet, während Natriumhidroxid in Lösung bleibt.

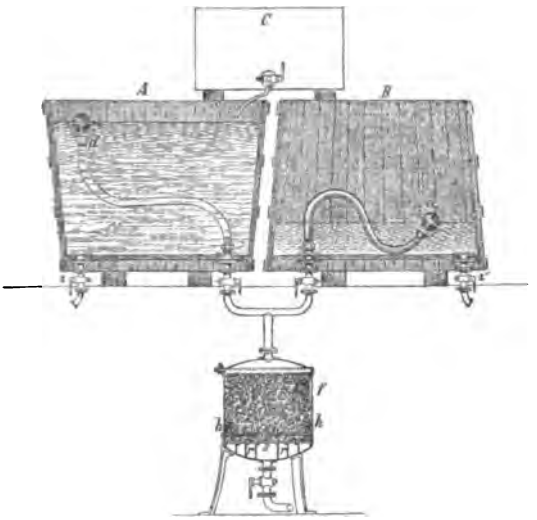


Fig. 64.

Es ist zweckmäßig, den Prozeß in einem Blechkasten C vorzunehmen, welcher über den beiden Bottichen aufgestellt und mit einem Ablaufhahn versehen ist. Die Hälfte der Lösung läßt man langsam und unter stetem Umrühren in einen der Bottiche abfließen, in welchem bereits früher $\frac{0{,}50}{2} = 0{,}25$ Kilogr. Kalk gelöscht und zu einer dünnen Milch verrührt wurden. Nach 20 bis 25 Minuten Ruhe hat sich die Mischung von Kalzium- und Natriumhidroxid geklärt, kann durch die Dekantirvorrichtung abgelassen werden und zur Mischung mit der entsprechenden Menge Wasser verwendet werden. Während der eine Bottich sich entleert, wird in dem anderen eine neue Menge dieser Mischung erzeugt.

Wie schon erwähnt, ist die Menge der Reagentien von der Zusammensetzung des zu präparirenden Wassers abhängig. Die angegebene Mischung (0,5 Kilogr. Kalk und 1,21 Kilogr. Soda) reicht aus für 50 Hektoliter eines Wassers, welches in Liter 0,3125 g an Kalk und Magnesia gebundener Schwefelsäure und 0,2503 g halbgebundene und freie Kohlensäure enthält. Ueberdies wird auch noch durch einen empirischen Versuch die Reinigungswirkung ermittelt.

Die Vorrichtungen zum Reinigen sind verschieden, je nach dem Wasserbedarf. Handelt es sich nur um eine kleine Wassermenge, wie z. B. zur Speisung eines einzelnen Dampfkessels, so genügt ein Behälter mit Abzugsrohr. Für größeren Bedarf werden zwei Behälter und ein Filter in Anwendung gebracht, wie dies in Figur 64 dargestellt ist. Der jeweilig leergewordene Behälter wird mit einer bestimmten Menge Wasser gefüllt, die erforderliche Menge Reagenslösung zugesetzt, einige Minuten durchgerührt und dann der Ruhe überlassen. Die Hauptmenge des Niederschlages setzt sich rasch zu Boden, die feinsten Theile bleiben aber längere Zeit aufgeschwemmt; es ist daher zweckmäßig, das Wasser, welches durch die Abzugsvorrichtung d abfließt, ein Filter f durchfließen zu lassen.

Die Abzugsvorrichtung besteht aus einem Kautschukschlauch, dessen obere trichterförmige Mündung mittelst eines Kugel-Schwimmers in einer gewissen Höhe unter dem Wasserspiegel gehalten wird. Das untere Ende ist mit einem Ablaufhahn und durch diesen mit dem Filter verbunden. Dieses letztere ist aus Kesselblech hergestellt und mit einem abnehmbaren Deckel versehen. Die Beschickung geschieht in folgender Weise. Auf den konkaven Boden werden drei aus Blechstreifen gefertigte Ringe r gelegt, welche den Siebboden s tragen. Auf diesen letzteren kommt eine 8 bis 10 Zentimeter hohe Schichte von staubfreien Hobelspänen, und dann ein zweiter Siebboden s'. Um diesen oberen Siebboden festzuhalten, wird ein biegsamer Holzreif h eingelegt und mittelst eines Holzkeiles befestigt.

Der ganze übrige Raum wird mit einem Gemenge von 3 Theilen gereinigter Hobelspäne und 1 Theil Kohksstücken beschickt, und die Füllung gleichmäßig festgetreten. Die Kohksstücke haben nur den Zweck, das zu dichte Aneinanderlegen der Hobelspäne zu verhindern. Nach der Beschickung wird zwischen den Flanschen ein Dichtungsring eingelegt, der Deckel aufgesetzt und mittelst Schrauben festgezogen. Die beiden Hähne z und z' dienen zum Ablassen des abgesetzten Schlammes.

Sollen große Wassermengen gereinigt werden, so empfiehlt sich der in Figur 65 f. S. dargestellte selbstthätig und ununterbrochen wirkende Reinigungsapparat. Die wesentlichsten Bestandtheile desselben sind: 1. das Mischgefäß M und 2. die Klärgefäße S, gewöhnlich drei an der Zahl, von denen das letzte mit einem Filter versehen ist.

Das durch eine Druckpumpe gehobene oder direkt zuströmende Wasser gelangt durch das Rohr a in den Mischer. Gleichzeitig wird mittelst einer Injektionspumpe die nöthige Menge der Reagenslösung durch das seitliche Rohr b zugeführt. Das Gemisch dieser beiden Flüßigkeiten strömt durch das Tauchrohr c nach abwärts, stößt gegen den Konus d, wird gegen

den Umfang des Gefäßes geſchleudert, ſteigt in die Höhe, fällt gegen die Mitte hin wieder nach abwärts, ſteigt endlich in dem koniſchen Mantelrohr e auf, und gelangt durch das Steigrohr f in das erſte Klärgefäß.

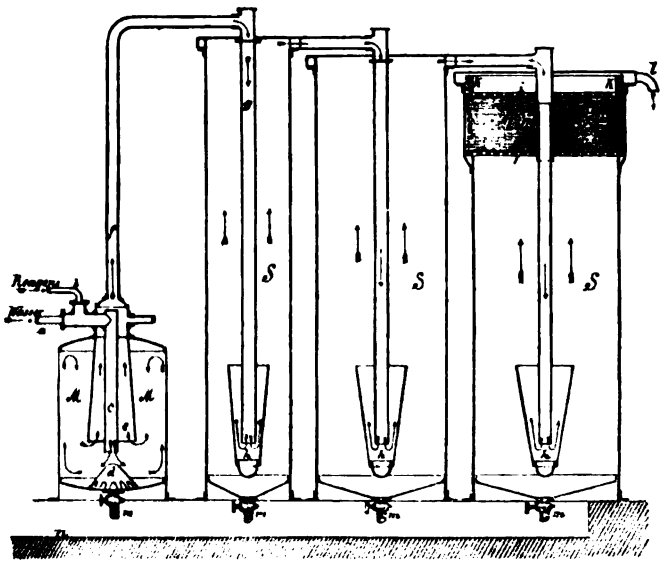


Fig. 65.

Auf dieſem langen Weg werden die Flüßigkeiten innig gemiſcht, und die Reaktion geht vollſtändig vor ſich. Von Wichtigkeit iſt die Größe des Miſchers, die einerſeits von der Natur des zu reinigenden Waſſers und anderſeits von der Waſſermenge, welches in der Zeiteinheit gereinigt werden ſoll, abhängig iſt. Bei manchen Wäſſern geht die Reaktion ſehr raſch vor ſich, während in anderen Fällen eine Zeit von 30 bis 60 Minuten dazu erforderlich iſt.

Die Klärgefäße haben den Zweck, den im Waſſer aufgeſchwemmten Niederſchlag zum Abſitzen zu bringen und nur geklärtes Waſſer durchgehen zu laſſen. Ihre Wirkung beruht einfach darauf, daß das Waſſer, welches durch das Fallrohr g ſchnell nach abwärts ſtrömt, in dem weiten Zilinder ſehr langſam wieder aufſteigt, wobei die darin ſchwimmenden Theile zu Boden ſinken. Der Auftrieb erfolgt um ſo langſamer, je größer der Durchmeſſer des Gefäßes iſt. Da die Klärung in einem Gefäße nicht genügend gelingt, werden

immer mehrere solche derart miteinander verbunden, daß das Wasser, welches in dem ersten Gefäße aufsteigt, in das Fallrohr des nächstfolgenden Gefäßes einströmt. Um den Stoß der Flüßigkeit gegen den Boden des Gefäßes aufzuheben, und damit das Aufwirbeln des abgesetzten Niederschlages zu verhindern, taucht das Fallrohr in einen Konus h ein. Das aus dem letzten Gefäß abfließende Wasser zeigt noch ein schwaches Opalisiren, welches von den feinsten Niederschlagtheilchen herrührt. Um diese letzte Spur von trübenden Bestandtheilen zurückzuhalten, ist das dritte Gefäß mit einem Filter versehen. Dasselbe besteht aus zwei Siebplatten i i', zwischen denen Badeschwämme, sogenanntes künstliches Grain d'Afrique*) oder sonst irgend ein geeignetes Material eingelegt ist. Die obere Siebplatte wird durch einen federnden Holzreif k, in gleicher Weise wie bei den vorbesprochenen Filtern, festgehalten. Das gereinigte Wasser fließt bei l aus.

Die am Boden der Gefäße angebrachten Hähne m dienen zum zeitweiligen Ablaßen des Schlammes, der durch die Rinne n in den Kanal abfließt.

Um zu erkennen, ob der Apparat richtig arbeitet, dienen folgende Proben:

a) Das aus dem Apparat fließende Wasser muß vollkommen klar sein.
b) Die Härte des gereinigten Wassers darf nur eine geringe sein, und muß nahezu unverändert bleiben.
c) Das gereinigte Wasser darf auf neuerlichen Zusatz der benützten Reagenslösung keine sofort eintretende Trübung geben. (Enthält die Reagensflüssigkeit Kalk, so kommt nach 10 bis 20 Minuten durch die in der atmosphärischen Luft enthaltene Kohlensäure eine schwache Trübung zum Vorschein.)
d) Das gereinigte Wasser darf nicht alkalisch reagiren.
e) Dasselbe darf mit Ammoniumoxalat keine Trübung geben.

Eine Trübung zeigt an, daß entweder nicht alle Kalk- und Magnesiasalze ausgefällt wurden, oder daß ein Ueberschuß von Aetzkalk angewendet wurde. Letzteres giebt sich dann immer durch die alkalische Reaktion des Wassers zu erkennen.

Bei rationellem Betriebe müssen die Proben täglich vorgenommen werden, da manche Wässer, namentlich Flußwässer, in kurzen Zeiträumen Schwankungen hinsichtlich ihrer Zusammensetzung unterworfen sind, und das Mischungsverhältniß zwischen Wasser und Reagensflüssigkeit jeweilig danach geregelt werden muß.

*) Sehr feine langfaserige Hobelspäne, welche als Polsterungsmaterial anstatt Pferdehaaren oder Seegras verwendet werden.

3. Das Verfahren von de Haen (List vor Hannover) besteht in der Anwendung von Chlorbarium und Kalk, zur Bildung des schwefelsauren und kohlensauren Kalks, und Klärung, d. h. Absitzenlassen in einfachen dazu eigens aufgestellten Klärbehältern. Das Verfahren ist in vielen Fabriken ausgeführt worden und hat das einfache Resultat ergeben, daß man in allen Fällen bei richtiger Handhabung den Kesselstein vollkommen beseitigt hat, bei unrichtiger, dagegen das Uebel anstatt zu verringern häufig sogar vergrößerte.

Fast ausschließlich haben die Mißerfolge ihren Grund in einem unrichtigen Zusatz von Kalk und meistentheils in einem zu großen Zusatz desselben gehabt. Man hat sich durch die bei zu großem Kalküberschuß überaus leicht eintretende Klärung verleiten lassen, hierin nicht vorsichtig genug zu sein und hat nicht bedacht, daß dadurch für das zu beseitigende Uebel nur ein anderes eingeführt wird, indem überschüssig gelöster Kalk ebenfalls Kesselstein bildet. Wie weiter unten begründet werden wird, ist außerdem das Verfahren nicht anzuwenden angezeigt oder verlangt doch besondere Abänderungen, wenn das zu reinigende Wasser größere Mengen Chlormagnesium enthält.

Es sind für die Reinigung ganz bestimmte Grundregeln einzuhalten, die niemals überschritten werden dürfen, und wenn bei genauer Beachtung derselben der zunächst zu erzielende Erfolg, d. h. die schnelle Abscheidung der gefällten Substanzen aus dem Wasser, wie dies in sehr vereinzelten Fällen vorkommt, nicht erreicht werden kann, so darf man die Klärung nicht durch einen größeren Kalkzusatz zu erreichen suchen, sondern muß zu anderen ebenfalls einfachen Mitteln seine Zuflucht nehmen. Diese Grundregeln sind folgende:

1. Man muß einen kleinen, wenn auch nur sehr unbedeutenden Ueberschuß von Chlorbarium anwenden.
2. Der Kalküberschuß darf niemals die Grenze übersteigen, welche durch nachstehend angegebene einfache Merkmale angezeigt wird.

Ob diese beiden Regeln richtig befolgt sind, erkennt man folgendermaaßen:

1) Den nächsten Anhaltspunkt zur Beurtheilung der Menge des Chlorbarium-Zusatzes bietet die Wasseranalise Da indeß die Beschaffenheit des Wassers, sowie die Reinheit des im Handel vorkommenden Chlorbariums wechselt, so ist es gut, anfänglich und auch später von Zeit zu Zeit zu prüfen, ob genügend Chlorbarium vorhanden ist. Das geklärte Wasser muß, in einem reinen Glase, mit etwas Glauberſalzlösung versetzt, sich nach einigen Minuten trüben. Tritt die Trübung sofort in sehr wahrnehmbarer

Weiſe ein, ſo kann man den zur Klärung benutzten Chlorbarium-Zuſatz noch etwas verringern.

2) Der erforderliche gebrannte Kalk wird in Form von Kalkmilch angewandt. Erfahrungsmäßig hat ſich herausgeſtellt, daß Waſſer, welches einen ſehr kleinen Ueberſchuß von Kalk zeigt, keinen Keſſelſtein von Aetzkalk abſetzt, und ſelbſt wenn der Ueberſchuß 1 : 50,000 beträgt, findet keine Keſſelſteinbildung ſtatt. Die richtig alkaliſche, d. h. die rothes Lackmuspapier nach einer Viertelminute leicht (ſ. n. S. 284) bläuende Reaktion des Waſſers verſtärkt ſich im Keſſel beim Verdampfen nur höchſt unbedeutend, und es ſcheidet ſich dafür nach längerer Zeit ein leichter Schlamm ab, der wohl einer Nachwirkung der nicht vollkommen entfernten Kohlenſäure auf den Aetzkalk unter Bildung von einfach kohlenſaurem Kalk ſeine Entſtehung verdankt.

Hält man nun die angegebene, durch Lackmuspapier überaus leicht erkennbare Grenze ein, ſo gehört eine Keſſelſteinbildung zur Unmöglichkeit.

Die Methode bedingt je nach Größe des Betriebes ein oder mehrere Gefäße zum Reinigen des Waſſers und einen Behälter, aus welchem die Speiſepumpe das gereinigte klare Waſſer entnimmt. Beide Gefäße müſſen ſo über einander geſtellt ſein, daß der Inhalt des oberen in das untere abfließen kann, wobei das letztere zweckmäßig in die Erde eingelaſſen wird, ſo daß die Oberkante mit dem Fußboden abſchneidet.

Die Figur 66 zeigt beiſpielsweiſe die Einrichtung zur Reinigung von 10,000 Kub.-Fuß Speiſewaſſer in 12 Stunden.

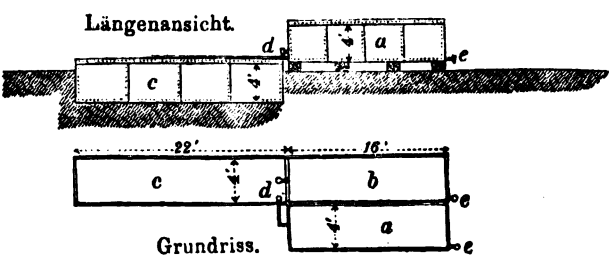


Fig. 66.

Die höherſtehenden Gefäße a und b werden, wenn irgend möglich, mit, durch abgehenden Dampf vorher erwärmtem, Speiſewaſſer gefüllt. Dieſelben tragen 6 Zoll vom Boden Hähne d zum Ablaſſen des geklärten Waſſers in c und am Boden bei e e Hähne zum Ablaſſen des Schlamms. Möglichſt zur Hand ſtellt man nun die beiden, Kalkmilch und Chlorbarium enthaltenden Gefäße.

Es ist nicht erforderlich, die oben beschriebene Form der Gefäße einzuhalten, und man kann Form, Größe und Einrichtung derselben ganz den Erfordernissen des Betriebs und der Oertlichkeit anpassen.

Für einen Betrieb von 10—50 Pferdekraft genügen zwei Gefäße, ein Fäll- und Klärwasserbehälter, ersteres von 4—8 Kub.-Meter, letzterer von 6—12 Kub.-Meter Inhalt. Ueber 50—150 Pferdekraft wende man 2 Klärgefäße und einen Klarwasserbehälter an. Die Arbeitsvorschrift lautet wie folgt:

1. Man messe den Inhalt des Klärgefäßes bis zu dem Punkte aus, bis zu welchem man es unter Berücksichtigung des zum Umrühren nothwendigen leeren Raumes füllen kann und berechne dann die nach der Analise angezeigte Menge Chlorbarium, darauf bereite man in einem offenen Fasse eine Lösung dieses Salzes in der Weise, daß ein, zwei oder mehrere kleinere Gefäße die nöthige Menge für eine Fällung enthalten (das Salz löst sich unter Umrühren leicht in Wasser auf).
2. Man fülle nun das Klärgefäß mit Speisewasser, welches möglichst vorgewärmt wird, weil dadurch die Klärung erheblich schneller verläuft.

   Durch gute Isolirung des Klärwasserbehälters kann man das Wasser warm erhalten, und wird so die Temperatur des zum Vorwärmen benutzten Dampfes wieder im Kessel verwerthet. Hierauf füge man die berechnete Chlorbariumlösung zu und rühre einige Male tüchtig um.
3. Dann gieße man die Kalkmilch ein, deren annähernd erforderliche Menge nach Beendigung des ersten Versuchs leicht festzustellen ist (ein mittlerer Zusatz ist etwa 1 Gefäß von 10 l Kalkmilch auf 6—7 cbm Wasser), rühre gut um und beobachte, ob eine Flockenbildung, d. h. eine Abscheidung des Niederschlags aus dem Wasser stattfindet.

   Gleichviel, ob dies der Fall ist oder nicht, prüfe man nun durch Eintauchen eines Streifchens Lackmuspapier, ob ein Kalküberschuß vorhanden ist. Wird das Papier nach etwa 20 Sekunden nicht schwach blau, so geht man mit dem Kalkzusatz vorsichtig weiter, bis das Lackmuspapier nach gutem Umrühren des Wassers beim Eintauchen nicht sofort, sondern erst nach etwa 20 Sekunden leicht blau wird. Ist dieser Zustand erreicht, so wird in fast allen Fällen eine überraschend schnelle Klärung des Wassers eintreten, d. h. die Flocken sondern sich ab und fallen so schnell zu Boden, daß nach 10—15 Minuten oder schneller der ganze Inhalt aus dem etwa 6 Zoll vom Boden befindlichen Hahn klar in den unteren Behälter abgelassen werden kann. Man beachte, daß häufig die Hände des Arbeiters durch Anfassen des Kalkgefäßes alkalisch,

d. h. Lackmuspapier blaufärbend, reagiren; man beobachte deshalb den Theil des Papiers, welcher von den Fingern nicht berührt worden ist. Während des Eintauchens bewege man das Streifchen hin und her.

4. Von dem bei richtiger Fällung in kurzer Zeit geklärten Wasser fülle man Etwas in ein reines Glas, welches man mit dem geklärten Wasser selbst ausspült, und prüfe, wie angegeben, durch Zusatz einer Glaubersalzlösung, ob ein geringer Ueberschuß von Chlorbarium vorhanden ist; eine nach kurzer Zeit entstehende Trübung bejaht diese Frage.

5. In sehr vereinzelten Fällen kommt es vor, daß das Speisewasser fast nur Gips und keinen kohlensauren Kalk enthält. Trifft dies zu, so muß dem Wasser Kohlensäure zugeführt werden, wozu in den Körting'schen Dampfstrahlgebläsen ein überaus einfaches Mittel geboten ist. Man bläst (nur durch Oeffnen eines Dampfhahns) mittelst dieser Apparate etwa 1 Minute lang von der der Feuerung des Dampfkessels entnommenen und mithin kohlensäurehaltigen Luft in das Wasser ein, sättigt damit das Wasser in einem genügenden Grade mit Kohlensäure und erreicht so denselben Zweck, der bei den meisten Speisewassern durch den ursprünglich vorhandenen Gehalt an kohlensaurem Kalk erreicht wird.

Diese Dampfstrahlgebläse bewirken zugleich ein tüchtiges Umrühren des Wassers, und sie empfehlen sich auch zum Ersatz des sonst durch Rührkrücken zu bewerkstelligenden Umrührens. Es ist nicht erforderlich, Kohlensäure zuzuführen, das Einblasen von Luft genügt.

Oben ist schon angedeutet worden, daß ein starker Magnesiagehalt die Benutzung von Chlorbarium zur Fällung der schwefelsauren Salze ausschließe. Es findet nämlich hierbei die früher erwähnte dem Kesselblech nachtheilige Zersetzung statt. Es wird empfohlen, in diesem Falle Soda und Aetzkalk zur Fällung anzuwenden, übrigens aber die beschriebenen Reinigungs- bez. Fällungsgefäße beizuhalten; die hierdurch bedingte große Einfachheit hat sich seit langen Jahren bewährt; eine Kesselanlage von bis zu 400—500 □ m Heizfläche läßt sich vollkommen mit einer Anlage bedienen, wie sie oben beschrieben ist und es sind bei Benutzung eines Körting'schen Gebläses die Fällungsarbeiten so einfach, daß sie vom Heizer besorgt werden können.

4. Das Verfahren von A. L. G. Dehne (Halle, Saale). Der Gang des Verfahrens besteht in kurzen Worten darin, daß das Wasser zunächst erwärmt wird, dann in einem geschlossenen Gefäße genau denjenigen Zusatz an Chemikalien erhält, welcher nöthig ist, das Wasser vollständig von seinen schädlichen Bestandtheilen zu befreien, darauf durch eine Filterpresse geht, in welcher die ausgeschiedenen Bestandtheile zurückbleiben, und endlich vollkommen

gereinigt und geklärt in den Keſſel oder einen Behälter tritt. Alles dies vollzieht ſich in geſchloſſener Leitung ſelbſtthätig und wird durch die Pumpe allein beſorgt.

Eine derartige Anlage iſt in der Figur 67 veranſchaulicht. Hierbei iſt angenommen, wie das in vielen Fällen thunlich iſt, daß das Waſſer einem

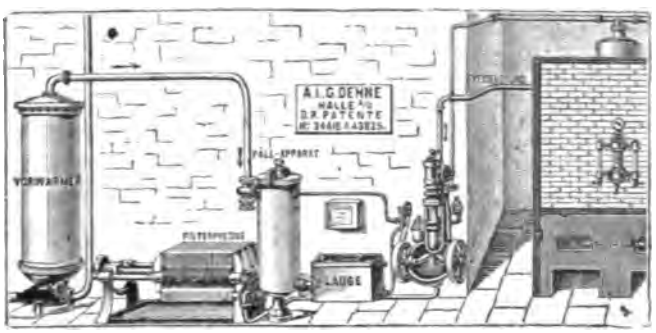


Fig. 67.

Hochbehälter oder einer Druck-Waſſerleitung entnommen wird und die Reinigungs-Apparate vor ſeinem Eintritt in die Pumpe durchſtrömt. Wo dies nicht thunlich iſt, werden die Reinigungs-Apparate in die Druckleitung der Pumpe eingeſchaltet.

Das Waſſer tritt zunächſt in den Vorwärmer, welcher durch Abdampf oder direkten Dampf geheizt wird und dem Waſſer eine Temperatur von 70 bis 80° C. ertheilt. Das erwärmte Waſſer gelangt dann in den Fällapparat, worin ſich die Ausſcheidung der Keſſelſteinbildner in Form ſchwerer Flocken vollzieht. Nachdem die ausgeſchiedenen Beſtandtheile in der Filterpreſſe zurückgeblieben ſind, gelangt das nunmehr vollkommen gereinigte Waſſer in die Pumpe.

Bei jedem Hube dieſer Pumpe tritt ein beſtimmt abgemeſſenes Quantum friſchen erwärmten Waſſers aus dem Vorwärmer in den Fällapparat nach. Gleichzeitig ſpritzt auch die kleine, von der Pumpe angetriebene Laugenpumpe ein beſtimmtes Quantum aus dem Miſchkaſten entnommener Miſchung von Aetznatron und Soda in dieſen Fällapparat ein.

Die Zuſammenſetzung des Waſſers iſt vorher durch Analiſe beſtimmt, und da ſomit die Menge von Aetznatron und Soda genau bekannt iſt, welche jedem Liter Waſſer behufs ſeiner vollſtändigen Reinigung zuzuſetzen iſt, ſo iſt es leicht, die im Miſchkaſten enthaltene Lauge ſo zuſammenzuſetzen, daß

in der von der Laugenpumpe eingespritzten Menge genau so viel Aetznatron und Soda enthalten ist, als die gleichzeitig von der Speisepumpe geförderte Menge Wasser zur völligen Reinigung bedarf. Meist wird noch ein geringer Ueberschuß von einigen Prozenten gegeben, um auch bei kleinen Veränderungen in der Zusammensetzung des Wassers noch sicheren Erfolg zu haben.

Eine Anlage nach diesem Verfahren nimmt verhältnißmäßig wenig Raum ein, da dasselbe keine Klärgefäße benöthigt; erforderlichenfalls können die Apparate auch in getrennten Räumen untergebracht werden. Die Bedienung der Anlage besteht in dem täglich einmaligen Entleeren der Filterpresse, welche je nach der Größe 10—25 Minuten in Anspruch nimmt und am besten vor Beginn oder nach Schluß der Tagesarbeit geschieht. Ferner ist das Mischgefäß mit neuer Lauge zu füllen, so oft dasselbe leer ist, je nach Größe der Anlage alle 6—8 Tage. Zu diesem Zwecke ist daran ein Füllventil angebracht, durch welches gereinigtes, heißes Wasser eingelassen wird, während die abgewogenen Mengen von Soda und Natron einfach in das Lösungssieb geworfen werden.

Auf kaltem Wege lassen sich die Kesselsteinbildungen mit keinem bekannten Mittel vollständig ausscheiden, es wird also das auf kaltem Wege gereinigte Wasser beim Verdampfen immer noch Kesselstein und Schlamm im Kessel zurücklassen. Außerdem wirken die zur Verwendung kommenden Zusätze in der Kälte nur sehr langsam, nach Stunden erst, was große Absatzbehälter nöthig macht.

Ein weiterer, hochanzuschlagender Vortheil der Anwendung von Soda mit Aetznatron liegt darin, daß beide Salze nicht nur leicht löslich sind, sondern auch in beliebigen Verhältnissen mit einander gemischt werden, also in einer gemeinsamen Lösung und zu gleicher Zeit zur Wirkung kommen können, während bei Anwendung von Kalk mit Soda wegen der gegenseitigen chemischen Wirkung dieser Stoffe auf einander jeder für sich, in getrennten Gefäßen, mit sorgfältiger Vermeidung jeden Ueberschusses, zur Anwendung kommen muß.

Als Kosten des Verfahrens werden bezeichnet: Für Anlagekosten lassen sich genaue Zahlen nur für jeden Einzelfall geben, da dieselben von gegebenen Verhältnissen und von der Zusammensetzung des Wassers abhängen. In allen Fällen werden jedoch diese Kosten bald durch Ersparniß an Kohlen und Löhnen vollständig gedeckt.

Betriebskosten werden nur durch die Beschaffung der nöthigen Chemikalien verursacht. Die Abnutzung der Filtertücher ist bei guter Behandlung eine so geringe, daß dieselben 6—9 Monate andauern. Bedienungskosten sind nicht vorhanden, da der Kesselwärter ohne Mühe die Bedienung be-

sorgen kann. Die gesammten Anlage- und Betriebskosten werden in allen Fällen weit aufgewogen durch die beträchtlichen Ersparnisse, welche durch Wegfall der Kesselreinigung und der damit verbundenen Arbeiten und Betriebsstörungen, sowie besonders an Heizmaterial erzielt werden.

Es ist möglich, den Vorgang jederzeit zu überwachen. Eine aus dem Probehahn der Filterpresse entnommene Wasserprobe muß kristallhell sein und soll auf Zusatz einiger Tropfen von oxalsaurem Ammoniak auch nach längerem Stehen keine Spur von Trübung annehmen. Die Bedienung der Anlage besteht in dem täglich einmaligen Entleeren der Filterpresse, welches je nach der Größe 10—25 Minuten in Anspruch nimmt und am besten vor Beginn oder nach Schluß der Tages-Arbeit geschieht.

Ferner ist das Mischgefäß wie oben angegeben mit neuer Lauge zu füllen, so oft dasselbe leer ist.

Die Reinigung der Filtertücher hat alle 8 Tage zu geschehen. Eine genaue Anweisung für den Betrieb wird jeder Anlage beigegeben. Der Hauptvortheil des Dehne'schen Verfahrens, durch welchen sich dasselbe von allen ähnlichen Verfahren unterscheidet, liegt in der Einfachheit und Sicherheit der Reinigung selbst, sowie in dem Wegfall jeder besonderen Bewartung durch einen Arbeiter, da die ganze Bedienung durch den Kesselwärter bequem besorgt wird. Ferner ist der Erfolg der Reinigung bei dem Dehne'schen Verfahren jeden Augenblick zu prüfen.

Was den Kostenpunkt betrifft, so läßt sich natürlich nicht sagen, daß die Kosten auf das Kubikmeter so und so viel betragen, denn dies hängt von dem Verhältniß Soda und Aetznatron ab, welche gemäß der chemischen Zusammensetzung des Wassers demselben zugesetzt werden müssen.

Es werden nur Soda und Natron verwendet, und zwar zum Ausfällen von 1 gr kohlensauren Kalk 0,80 gr Natronhidrat, zum Ausfällen von 1 gr kohlensaurer Magnesia 0,96 gr Natronhidrat und zum Ausfällen von 1 gr Gips 0,78 gr kalzinirte Soda. Man kann sich sofort davon überzeugen, ob die Lauge richtig angesetzt ist, ob die Pumpe und einzelne Theile richtig arbeiten, der größte Vorzug liegt aber darin, daß man nach beendigter Schicht oder bei Schichtenwechsel einfach das, was man sonst im Kessel hat, in der Filterpresse in Form von Kuchen vorfindet, die sehr schnell geräumt sind, so daß die weitere Arbeit mit derselben Genauigkeit vor sich gehen kann.

Hervorzuheben ist hiergegen, daß bei dem Verfahren von Bohlig & Heyne nur lösliche Körper zur Anwendung kommen, bei dem Dehne'schen Verfahren dagegen zwei gelöste Substanzen, und wenn davon ein Ueber-

ſchuß vorhanden iſt, ſo gelangen ſie in den Keſſel, wo ſie zwar nicht gerade beſondere Uebelſtände hervorrufen, aber doch immerhin zu regelmäßigem Ablaſen eines Theiles des Inhaltes Veranlaſſung geben können.

Allgemeine Bemerkungen. Es geht wohl aus dem Geſagten zur Genüge hervor, daß die Reinigung des Speiſewaſſers im Allgemeinen außerhalb des Keſſels vorgenommen werden muß, wie denn auch die meiſten neueren Verfahren in dieſer Behandlung zwar verſchieden ſind, jedoch in der Trennung von der Dampferzeugung übereinſtimmen. Daſſelbe gilt für die Wahl der Reinigungsmittel, welche ſich bei jedem der beſchriebenen Verfahren durchaus nach der chemiſchen Zuſammenſetzung des Speiſewaſſers richten und daher in allen Fällen nach dieſer Zuſammenſetzung, die vom Chemiker für jeden einzelnen zu ermitteln iſt, berechnet und für die Dauer der Unveränderlichkeit der Waſſerbeſtandtheile feſtgeſtellt werden muß.

Es wird indeſſen dieſe gegenſeitige Beziehung zwiſchen Beſchaffenheit des Waſſers und des Reinigungsmittels nicht immer richtig aufgefaßt und es kommen daher häufig Mißerfolge vor, welche nicht immer auf die richtige Urſache zurückgeführt werden. Es wird nämlich in manchen Fällen das Verhältniß der dem Waſſer zuzuſetzenden Fällungsmittel nur im Allgemeinen dem Gehalt des Waſſers an gelöſten Stoffen angepaßt, und der Erfolg deshalb nicht erreicht, weil dabei nur der Gehalt an gewiſſen Stoffen, nicht aber das gegenſeitige Verhältniß dieſer unter ſich in Betracht gezogen wird. Die Reaktionen zwiſchen den im Waſſer enthaltenen und den zugeſetzten, welche ſich in den unter ſich verſchiedenen Einzelfällen ergeben, ſind dann häufig derart, daß der Erfolg theilweiſe ausbleibt und unangenehme Erſcheinungen das Ende bilden. Es können die verſchiedenen hierbei vorkommenden Reaktionen hier nicht näher erörtert werden, da ſie rein chemiſcher Natur ſind; dagegen ſollen in wenig Worten die Regeln aufgeſtellt werden, wie ſich die Wahl der Fällungsmittel nach der Waſſerzuſammenſetzung aus den Erfahrungen ergiebt, welche die Herren Frühling & Schulz (Braunſchweig) aus ihren zahlreichen bezüglichen Unterſuchungen und Beobachtungen gezogen haben, und welche als maßgebend für die verſchiedenen in der Praxis vorkommenden Fälle zu betrachten ſind.

Die weſentlichen Waſſerbeſtandtheile, um die es ſich ſtets handelt, und deren Menge und gegenſeitiges Verhältniß durch Analiſe beſtimmt werden muß, ſind kohlenſaurer Kalk, kohlenſaure Magneſia und ſchwefelſaurer Kalk; dieſelben beſtimmen allein die Wahl zwiſchen den Fällungsmitteln: Aetzkalk, Soda und Aetznatron und zwar nach folgenden Regeln.

1. Iſt nur kohlenſaurer Kalk und kohlenſaure Magneſia zugegen, ſo iſt **Aetzkalk allein anzuwenden.**

2. Ist schwefelsaurer Kalk allein zugegen, so wird derselbe mittelst Soda allein abgeschieden. —

Sind aber, was wohl der häufigere Fall ist, alle drei Salze im Wasser vorhanden, so richtet sich die Wahl des Fällungsmittels wegen der alsdann weniger einfachen gegenseitigen Zersetzungen nach dem Gewichts-Verhältnisse, in welchem die einzelnen Bestandtheile unter sich stehen, ob dieses nämlich demjenigen entspricht, welches durch die chemischen Aequivalente der betreffenden Salze ausgedrückt wird, oder geringer oder höher als dieses ist. Und zwar in folgender Weise.

3. Wenn kohlensaurer Kalk und kohlensaure Magnesia zusammen einerseits zum schwefelsauren Kalk andererseits in dem Verhältniß stehen, wie deren chemische Aequivalente, so ist die Anwendung von Aetznatron allein angezeigt, weil dasselbe in diesem Falle die Fällung glatt und ohne verbleibende Ueberschuß des einen oder anderen Salzes bewirkt.
4. Wenn, nach derselben Berechnungsart, ein Ueberschuß von schwefelsaurem Kalk vorhanden ist, so genügt Aetznatron allein nicht, sondern es muß zur Fällung dieses Ueberschusses noch Soda hinzugenommen werden. Wenn endlich
5. weniger schwefelsaurer Kalk vorhanden ist, als den chemischen Aquivalenten der beiden andern Salze entspricht, so ist Aetznatron und Soda anzuwenden.

Natürlich genügen diese allgemeinen Vorschriften nicht, um in jedem gegebenen Falle die richtigen Mengen zu bestimmen — diese können nur durch die Einzelberechnung nach den gefundenen Mengen ermittelt werden, welche der untersuchende Chemiker anzustellen hat. Es wird aber dadurch angedeutet, wie es möglich ist, daß bei gleicher Art aber verschiedenen Mengen der vorkommenden Wasserbestandtheile dennoch nicht allein verschiedene Mengen Fällungsmittel angezeigt sind, sondern auch die Art dieser letztern selbst wesentlich verändert werden muß, je nach dem gegenseitigen Verhältniß der Gewichtsmengen der einzelnen Wasserbestandtheile.

III. Vorwärmung.*)

Man kann wesentliche Ersparnisse an Brennmaterial machen, wenn man das Wasser vorwärmt, ehe es in den Kessel geleitet wird, auch ist in vielen Fällen die Vorwärmung für die Haltbarkeit des Kessels von Vortheil. Als Wärmequelle dient hierzu entweder die noch mit verhältnißmäßig hoher Temperatur von dem Kessel kommende Feuerluft, oder bei Hochdruckmaschinen ohne Kondensation der Abdampf.

In den Vorwärmern setzt sich der meiste Kesselstein ab, deshalb muß

*) Nach Scholl's Führer des Maschinisten. Von G. A. Brauer S. 246.

man dafür ſorgen, daß derſelbe leicht entfernt werden kann. Gußeiſenröhren ſind beſonders empfehlenswerth.

Greens fuel economiser (Brennſtoffſparer) iſt ein aus gußeiſernen Röhren beſtehender Apparat, deſſen Röhren von außen durch die Heizgaſe beſtrichen werden, ehe dieſe nach dem Schornſtein entweichen, während im Innern das Speiſewaſſer ſich bewegt. Selbſtverſtändlich wird die Anlage eines ſolchen Apparates nur dann zweckmäßig ſein, wenn bei der normalen Arbeit des Keſſels die Heizgaſe mit höherer Temperatur entweichen, als zur Herſtellung hinreichenden Zuges erforderlich ſein würde. In manchen Fällen, namentlich dann, wenn ſchon von Haus aus die Heizfläche im Verhältniß zur Roſtfläche reichlich groß genommen war, würde der Kapitalaufwand für Beſchaffung des Ekonomiſers vollkommen nutzlos ſein. Zur Erläuterung genüge die Figur 69. Es bedeutet a a a a eine große Kammer (erweiterter

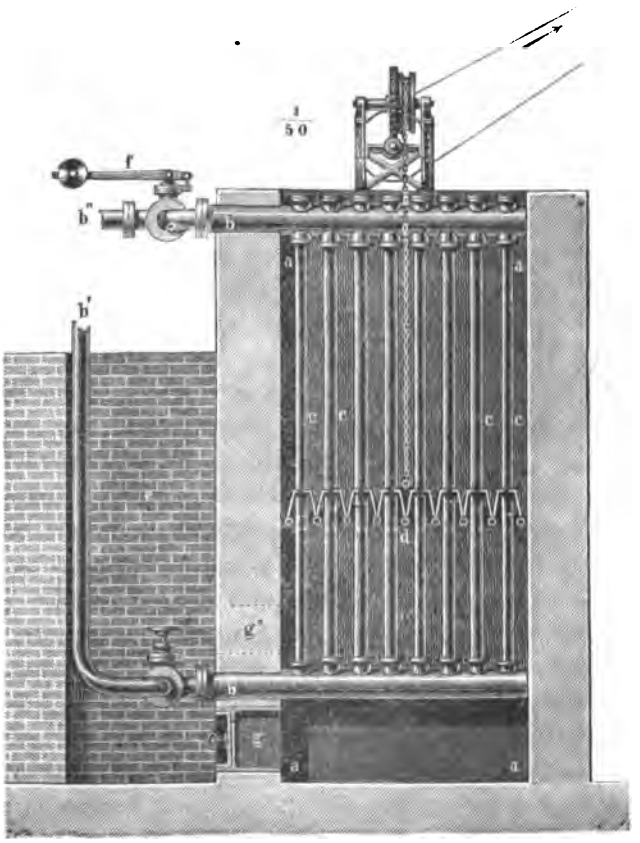


Fig. 68.

[illegible]

[illegible] Anlage [illegible] Röhrendampfkesselfabrik [illegible] zu [illegible], nur mit dem Unterschiede, daß [illegible] Wasserröhren [illegible] sind. Die sehr umständlichen [illegible] sind weggelassen, [illegible] Reinigung der Röhren durch [illegible] oder [illegible]. [illegible] Reinigung erforderlich.

Fig. [illegible]

[illegible] herausgenommen und durch [illegible] gereinigt werden können. Die [illegible] im Kessel und in den [illegible] wird durch diese [illegible] zwar nicht [illegible], jedoch wesentlich vermindert. Das Wasser geht durch den [illegible] unmittelbar ehe es in den Kessel tritt. Es steht [illegible] unter dem vollen Dampfdruck und kann daher in demselben bis zur [illegible], d. h. in den meisten Fällen bis 150° erhitzt werden. Nach der etwas unbestimmten Angabe der Fabrik sind für je 1 Pferdestärke des Kessels ²⁄₃ bis 1 qm Röhrenoberfläche zu nehmen. Der Preis beträgt für 1 qm dieser Fläche 34 Mark bei den kleinsten für 20 pferdige, 24 Mark bei den größten für 500 pferdige Kessel bestimmten derartigen Apparaten. Hiernach wird man im gegebenen Falle den Nutzen der Anlage ungefähr beurtheilen können.

Lohnend dürfte dieselbe besonders in den sehr häufig vorkommenden Fällen sein, daß vorhandene Kesselanlagen infolge vergrößerten Betriebes sehr stark angestrengt werden müssen, um den nöthigen Dampf zu geben. Hier findet man im Fuchs häufig sehr hohe Temperaturen und daher bedeutende Kohlenverschwendung. Für Neuanlagen ist der Vortheil einem Kessel von hinreichender Heizfläche gegenüber mindestens zweifelhaft.

Die den Abgangsdampf benutzenden Vorwärmer können entweder als offene oder geschlossene gebaut werden, je nachdem der Dampf mit dem Speisewasser in unmittelbare Berührung kommt oder nicht. Erstere dürfen natürlich nicht unter Kesseldruck stehen, was bei letzteren in der Regel der Fall ist.

Ein offener Vorwärmer ist in Figur 70 im senkrechten Durchschnitt

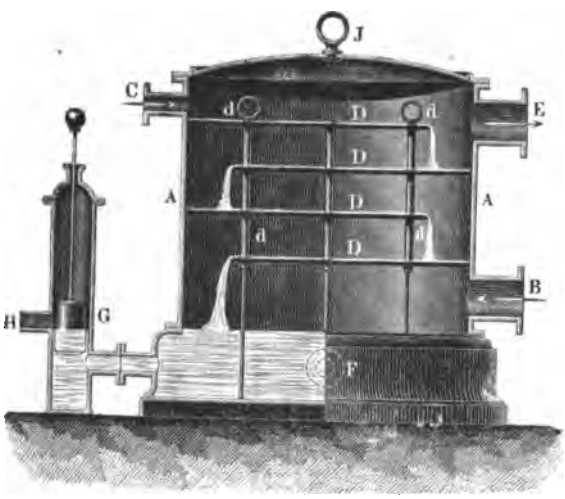


Fig. 70.

dargestellt. A^1A ist ein gußeiserner zilindrischer Kasten, in welchem bei B das Abdampfrohr einmündet, während bei C das noch kalte Speisewasser eintritt. Dieses rieselt in dünner Schicht über die Platten DD hin, während der Dampf den durch die Platten ihm zugewiesenen Zickzackweg über das Wasser hin durchläuft, um bei E in das Abdampfrohr zu treten, welches ihn über das Fabrikdach leitet. Das Wasser kommt bis auf 70^0 und mehr erhitzt am Boden des Kastens an, von wo es von Zeit zu Zeit vermittelst der bei F saugenden Speisepumpe weggezogen wird.

Ein Schwimmer bei G zeigt den Stand des Waſſers an, welches, wenn ein Uebermaß vorhanden, durch den Ueberlauf H abfließt, ohne daß dort Dampf austreten könnte. Auf den Rieſelplatten legt ſich bei unreinem Waſſer viel Keſſelſtein nieder. Man entfernt denſelben, indem man die bei d d mit einander verbundenen Platten zuſammen herausheben und abklopft, zu welchem Ende der Deckel J zum bequemen Abnehmen eingerichtet iſt. Die Plattenoberfläche muß in richtigem Verhältniß zu der Menge des zu erwärmenden Speiſewaſſers ſtehen.

Ein anderer Speiſewaſſervorwärmer iſt der in Figur 71 dargeſtellte von Fölſche (Magdeburg).

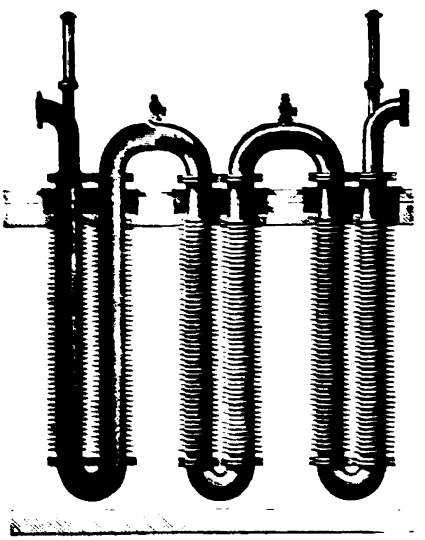


Fig. 71.

Der Apparat dient namentlich zur Ausnutzung der mit den abziehenden Feuergaſen in den Schornſtein abgehenden Wärme indem das Speiſewaſſer mittels der Speiſepumpe durch den Apparat hindurch gedrückt wird. Wie aus der Figur erſichtlich, beſteht der Apparat aus U förmigen Röhren, welche von oben in den Fuchs eingehängt werden und welche ſo miteinander verbunden ſind, daß das Speiſewaſſer auf- und abſteigend den Apparat durchſtrömt. Die Röhren ſelbſt ſind außen mit Rippen verſehen, um eine beſſere Uebertragung der Wärme an das Speiſewaſſer zu bewirken. Ganz beſonders aber haben dieſelben den Zweck, zu verhindern, daß die Röhren durch das Speiſewaſſer zu ſtark abgekühlt werden. Hierdurch wird auf die einfachſte

Weiſe das Abſetzen von Ruß verhindert, da die Feuergaſe keine kalten Flächen finden, an welchen ſich die leicht kondenſirbaren Gaſe niederſchlagen können. Aus dieſem Grunde glaubte der Erf. ganz von einer mechaniſchen Vorrichtung zur Entfernung des Rußes abſehen zu dürfen. Dieſe Vorausſetzung hat ſich in der Praxis beſtätigt, da eine Verminderung der Wirkung bei dauerndem Betrieb nicht bemerkbar war. Durch die angebrachten Thermometer am Eingang und Ausgang ließ ſich dies leicht feſtſtellen; eine Beeinträchtigung der Wirkung iſt nur bemerkbar, wenn das Waſſer ſchlamm- oder keſſelſteinhaltig iſt. Da die Rohre jedoch von oben zugänglich, ja ſogar herausnehmbar ſind, ſo iſt die Entfernung des Schlammes und des Keſſelſteins jederzeit bequem zu ermöglichen. Um die Reinigung des Vorwärmers von Keſſelſtein noch zu erleichtern, ſind in denſelben herausnehmbare Blecheinſätze angebracht, auf welchen ſich in der Hauptſache der Keſſelſtein niederſchlägt.

Als Leiſtung dieſes Speiſewaſſerheizers wird angegeben:

Der Apparat leiſtet auf 1 qm äußerer Heizfläche in der Minute etwa 30 Kalorien, welche ſomit koſtenlos gewonnen werden. Jedes U Rohr hat eine Heizfläche von 9 qm. Bei 11 ſolchen Rohren, alſo etwa 100 qm Heizfläche, werden 100 Liter Speiſewaſſer ſomit um etwa 30° C. erwärmt, alſo bei Speiſewaſſer von 100° C. auf 130° C., entſprechend einer Kohlenerſparniß von etwa 5 %.

Die Reinigung iſt meiſt nur halbjährlich erforderlich, bei ſehr keſſelſteinhaltigem Waſſer ſelbſtverſtändlich öfter und zwar dann durch Herausnehmen von zu dieſem Zweck angebrachten Einſätzen.

Der Preis des Apparates einſchl. der Anſchlußkniee mit Thermometern, ſowie der Sicherheitsventile, jedoch ausſchließlich Windkeſſel beträgt für je 1 qm Mark 27.

Preis deſſelben Apparates einſchließlich Einſatzröhren für je 1 qm Mark 30.

Drittes Buch.

Die Nutzanwendung des Dampfes.

Erste Abtheilung.

Die Benutzung als bewegende Kraft.

I. Einleitende Uebersicht.

In diesem Abschnitt wird nur von solchen Dampfmaschinen die Rede sein, welche in Zuckerfabriken zur Entwickelung der Triebkraft für die verschiedenen Arbeitsmaschinen benutzt werden.

Dieselben bestehen je aus einem oder mehreren Dampfzilindern, in denen dicht schließende Kolben durch den Dampfdruck in hin und her gehende Bewegung gebracht werden. Zur Uebertragung dieser geradlinigen Bewegung auf eine rotirende Welle dient in der Regel das bekannte Kurbelgetriebe, seltener der den älteren Zeiten des Dampfmaschinenbaues entstammende Balancier in Verbindung mit Pleuelstange und Kurbel.

Der im Dampfkessel entwickelte Dampf gelangt, nachdem er seine Wirkung im Zilinder ausgeübt hat, entweder ins Freie, wo er sich mit der atmosphärischen Luft vermischt, oder in einen sogenannten Kodensator, einen Raum, wo er durch Wärmeentziehung zu Wasser verdichtet, kondensirt wird. Maschinen, bei denen die zuletzt genannte Wirkung stattfindet, nennt man Kondensations-Maschinen im Unterschied zu den nicht kondensirenden, welche Auspuff-Maschinen heißen.

Nach der Höhe der Spannung des Betriebsdampfes kann man Hochdruck-, Mitteldruck-, und Niederdruckmaschinen unterscheiden. Zu der ersten Art würden solche mit 5 bis 10 kg auf das qcm Kesselspannung, zur

zweiten ſolche mit 2—5 kg auf das qcm, zur dritten ſolche mit 1,5 bis 2 kg auf das qcm zu rechnen ſein. Maſchinen letzter Art ſind kaum noch im Gebrauch.

Nach der Wirkungsweiſe des Dampfes im Zilinder unterſcheidet man Volldruck- und Expanſionsmaſchinen. Bei erſteren wird der Zilinder während des ganzen Arbeitshubes mit dem Dampfkeſſel in Verbindung gelaſſen, bei letzteren nur während des erſten Hubtheiles, während der andere, in der Regel größere Theil des Kolbenhubes unter allmählich abnehmender Dampfſpannung zurückgelegt wird. Eine beſondere Art Expanſionsmaſchinen ſind die mehrzilindrigen, welche auch Verbundmaſchinen, Woolf'ſche oder Compoundmaſchinen genannt werden.

Mancherlei Eintheilungen laſſen ſich auch hinſichtlich der ſogenannten Steuerung vornehmen, d. h. derjenigen Einrichtung, welche die Zu- und Abführung des Dampfes vermittelt, doch ſoll hierauf zunächſt nicht eingegangen werden.

II. Die Vorgänge im Dampfzilinder; der Indikator.

James Watt, dem die Welt die wichtigſten Verbeſſerungen der Dampfmaſchine zu danken hat, erfand zu ſeinen Studien ein Inſtrument, welches auch heute noch dem Dampfmaſchinen-Erbauer als unentbehrlicher Rathgeber dient. Er nannte es Indikator, weil es die Vorgänge im Innern des Dampfzilinders in Geſtalt eines Bildes vor Augen führt. Dieſes Bild, genannt Indikator-Diagramm, möge auch hier dazu dienen, das Verhalten des Dampfes im Zilinder und ſeine Wirkung zu erklären.

Der Indikator beſteht aus einem kleinen Dampfzilinder von etwa 2 cm Bohrung mit Kolben und Kolbenſtange. Der Raum unter dem Kolben wird beim Gebrauch des Inſtrumentes mit dem Zilinder einer zu unterſuchenden Dampfmaſchine durch ein kurzes Rohrſtück in Verbindung gebracht, ſo daß unter dem Kolben dieſelbe Dampfſpannung herrſcht wie im Innern des Maſchinenzilinders. Ueber dem Indikatorkolben befindet ſich eine ſchraubenförmig gewickelte Feder, welche dem Hub des Kolbens entgegenwirkt, und welche durch dieſen um ſo mehr zuſammengedrückt wird, je ſtärker der Dampfdruck iſt.

Hierdurch wird ein an der Kolbenſtange des Indikators befeſtigter Bleiſtift in ſolcher Weiſe gehoben und geſenkt, daß jeder Dampfſpannung eine beſtimmte Höhenlage entſpricht. Dieſem Stift gegenüber befindet ſich eine mit Papier beſpannte Schreibtafel, die durch den Dampfkolben entweder

mit derſelben oder mit proportional verminderter Geſchwindigkeit hin und her bewegt wird und zwar rechtwinklig zur Schreibſtiftbewegung. So entſteht ein Linienzug, in welchem die Horizontalabſtände der einzelnen Punkte mit dem Kolbenweg, die Höhenunterſchiede aber mit dem Spannungsänderungen im Dampfzilinder proportional ſind. Ein ſolches Diagramm zeigt Figur 72 für eine Kondenſationsmaſchine, Figur 73 für eine Auspuffmaſchine, beide mit Expanſion arbeitend.

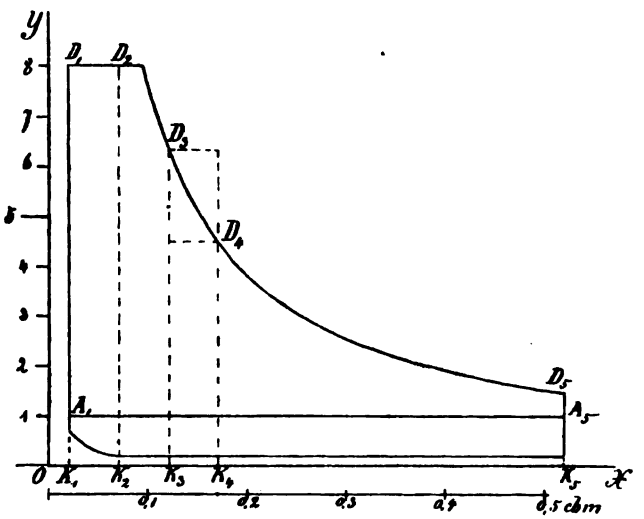


Fig. 72.

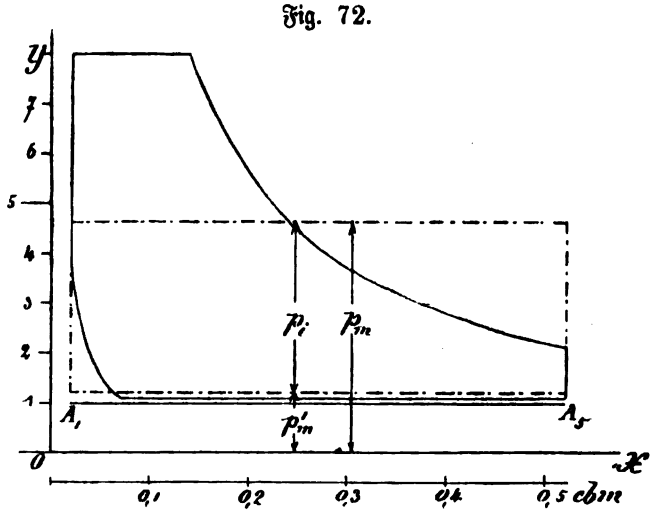


Fig. 73.

Außer dem geſchloſſenen Linienzug werden noch die Linien $A_1 A_5$ mit dem Indikatorſtift gezeichnet, während die Spannung unter dem Kolben ebenſo groß iſt, wie darüber, die Feder alſo keinen Druck ausübt. Dieſe Linien heißen atmoſphäriſche Linien, weil ſie eine Spannung anzeigen, welche derjenigen der Atmoſphäre, mit anderen Worten dem jeweilig herrſchenden Barometerſtande, entſpricht. Die Linien OX und OY ſind nachträglich hinzugezeichnet, und zwar iſt OX in einer ſolchen Entfernung unter $A_1 A_5$ gezogen, daß der Abſtand beider Linien im Druckmaßſtab den herrſchenden Luftdruck darſtellt; OX iſt diejenige Linie, welche der Indikatorſtift ſchreiben würde, wenn unter dem Indikatorkolben eine vollſtändige Luftleere vorhanden wäre, und OX heißt daher Nullinie oder Vakuumlinie. Die Abſtände der einzelnen Diagrammpunkte von dieſer Linie bedeuten die ſogenannte abſolute Dampfſpannung oder auch kurz Spannung, welche im Maſchinenzilinder beim Durchlaufen des betreffenden Diagrammpunktes geherrſcht hat, und dieſe kann ſogleich auf dem nebengezeichneten Spannungsmaßſtab in kg auf das qcm abgeleſen werden, einer Einheit, welche ſich von dem mittleren Druck der atmoſphäriſchen Luft nur wenig unterſcheidet und deren Benutzung in der Technik der bequemeren Rechnung wegen vorgezogen wird. Die atmoſphäriſche Linie $A_1 A_5$ kann außer zur Konſtruktion der Nullinie auch ſogleich dazu dienen, für die einzelnen Diagrammpunkte den ſogenannten Ueberdruck abzuleſen, d. h. den Unterſchied zwiſchen der Spannung unter dem Indikatorkolben und dem darüber laſtenden Druck der Atmoſphäre. Während für den Bau der Dampfkeſſel der Ueberdruck die maßgebende Größe iſt, von der insbeſondere die Beanſpruchung des Keſſelmaterials abhängt, wird in der Dampfmaſchinenlehre ſtets die Spannung benutzt, um den Zuſtand des Dampfes zu kennzeichnen, da ſich hierdurch einfachere Beziehungen ergeben.

OY iſt ſenkrecht zur atmoſphäriſchen Linie gezeichnet und zwar in einem ſolchen Abſtand von dem linken Endpunkt A_1, daß die Entfernung irgend eines Diagrammpunktes von OY nach einem gewiſſen Maßſtab die Raumgröße ausdrückt, welche auf der betreffenden Seite des Kolbens mit Dampf angefüllt iſt. Ein ſolcher zunächſt ganz beliebiger Maßſtab, deſſen Eintheilung von der Größe der betreffenden Dampfmaſchine abhängt, iſt in Fig. 72 und 73 unter das Diagramm gezeichnet. Nach demſelben würde der Dampf bei der linken Endſtellung des Kolbens einen Raum von 0,02 cbm, bei der rechten Endſtellung einen Raum von 0,52 cbm einnehmen, ſodaß alſo durch den Kolbenweg eine Raumvergrößerung von 0,5 cbm entſteht. Dieſe Raumgröße möge Kolbenwegraum heißen. Derſelben entſpricht im Diagramm die Länge $A_1 A_5$ der atmoſphäriſchen Linie. Die Entfernung

des Punktes A_1 von O Y entſpricht der Dampfmenge, welche die Kanäle für die Zu- und Ableitung des Dampfes und den Zwiſchenraum anfüllt, welcher in der Endſtellung des Kolbens zwiſchen dieſem und dem Zilinderdeckel noch verbleiben muß, um das Anſtoßen ſicher zu vermeiden. Durch dieſen Raum wird ein mit ſeiner Größe wachſender Dampf-Verluſt bedingt; man nennt ihn daher ſchädlichen Raum und ſucht ihn ſo klein wie möglich zu machen. Der Kolbenwegraum iſt der Inhalt eines Kreis-Zilinders, deſſen Grundfläche die Kolbenfläche und deſſen Höhe der Kolbenhub iſt. Bezeichnet

o den Flächeninhalt des Kolbens in qm
s den Kolbenhub in m

ſo iſt offenbar

o s der Kolbenwegraum in cbm

Wird nun weiter bezeichnet mit

p die Spannung in irgend einem Punkte des Diagrammes in kg auf das qcm,

ſo iſt der Druck, welchen der Dampf auf die o qm der ganzen Kolbenfläche ausübt, 10,000 p o und ſonach die Arbeit, welche er bei einem Stück Kolbenweg von der Länge w, etwa dem erſten Theilſtück, Fig. 72, auf den Kolben überträgt, 10,000 p o w, vorausgeſetzt, daß ſich p während dieſes Weges nicht geändert hat. Hat ſich nun der Dampfraum gleichzeitig von O K_1 bis O K_2, alſo um die Größe $K_1 K_2$, vergrößert, ſo iſt offenbar

$$K_1 K_2 = o w$$

und ſomit auch die übertragene Arbeit 10,000 p $K_1 K_2$.
In dieſem Ausdruck iſt p $K_1 K_2$ der Inhalt des Rechteckes $K_1 D_1 D_2 K_2$ und ſonach giebt dieſes ein Bild der auf dem kleinen Kolbenweg w oder bei der Raumvergrößerung $K_1 K_2$ durch den Dampf auf den Kolben übertragenen Arbeit.

Bliebe der Dampfdruck während des ganzen Kolbenweges unverändert, ſo würde die oben gefundene Beziehung auch noch gelten, wenn wir für w den ganzen Kolbenhub s ſetzen, d. h. es würde ſich für Volldruck die Dampfarbeit 10,000 p o s ergeben. Da aber die meiſten Maſchinen mit Expanſion arbeiten, ſo bleibt, wie auch in Fig. 72 und 73 angenommen, die Spannung nur während eines Theiles des Kolbenweges ſich gleich, und nimmt ab, nachdem die Verbindung zwiſchen Dampfzilinder und Keſſel unterbrochen iſt. Hierdurch wird eine weitere Unterſuchung hinſichtlich der Größe des Druckes nöthig. Für die Wegſtrecke $K_3 K_4$ in Fig. 72 würde das Rechteck über $K_3 K_4$ mit der Höhe $K_3 D_3$ einen zu großen, mit der Höhe $K_4 D_4$ dagegen einen zu kleinen Arbeitswerth ergeben, doch wird der Fehler

verhältnißmäßig um so kleiner, je größer die Anzahl Theile ist, in welche der ganze Kolbenweg-raum zerlegt ist, je kleiner also die Theile selbst werden. Nehmen wir an, es seien n Theile vorhanden und bezeichnen wir die Anfangsspannungen der einander folgenden kleinen Theile mit $p_1\ p_2\ p_3\ \ldots\ p_n$, die Raumvergrößerungen aber, die als gleich groß angenommen werden dürfen, mit v, so wird die Dampfarbeit während des ganzen Hubes einerseits

$$L \text{ kleiner als } 10{,}000\ (p_1 v + p_2 v + p_3 v \ldots\ p_n v)$$

und andererseits

$$L \text{ größer als } 10{,}000\ (p_2 v + p_3 v + p_4 v + \ldots + p_{n+1} v)\ .$$

Für $n = \infty$ (unendlich) werden beide Ausdrücke, der größere und der kleinere, unter einander und somit auch mit L gleich, und die Summe der kleinen Rechtecke geht über in den Flächeninhalt der Figur $K_1\ D_1\ D_5\ K_5$, welchen man ausdrücken kann durch die Länge $K_1\ K_5$, d. h. den ganzen Kolbenweg-raum o s und eine mittlere Höhe, die wir nennen wollen p_m. Wir erhalten also den Ausdruck

$$L = 10{,}000\ p_m\ o\ s.$$

Nachdem der Kolben das Ende seines Weges erreicht hat, geht er zurück und der Dampf wird theils durch den Kolbendruck, theils durch seine eigene Spannung zum Austritt gebracht. Der Kolben erfährt hierbei einen seiner Bewegung entgegenwirkenden ebenfalls nicht völlig konstanten Druck, zu dessen Ueberwindung er Arbeit hergeben muß. Die Größe derselben findet man ganz in ähnlicher Weise durch die Gleichung

$$L^1 = 10{,}000\ p^1{}_m\ o\ s\ ,$$

in welcher $p^1{}_m$ die mittlere Gegenspannung bedeutet. Durch die Gegenspannung unterscheiden sich die Auspuffmaschinen von den Kondensationsmaschinen. Bei ersteren ist $p^1{}_m$ stets größer als 1 kg auf das qcm., bei letzteren nur etwa 0,2 kg auf das qcm. Außerdem hängt noch $p^1{}_m$ von dem Zeitpunkt ab, in welchem das Ausströmen des Dampfes kurz vor Beendigung des Kolbenhubes unterbrochen wird, da hierdurch der eingeschlossene Raum zusammengedrückt, sein Druck also erhöht wird. Diesen Theil des Vorganges nennt man Kompression. Nennen wir weiter

$p_i = p_m - p_m{}^1$ indizirte Mittelspannung,
$L_i = L - L^1$ indizirte Hubleistung,

so wird letztere gefunden zu

$$L_i = 10{,}000\ p_i\ o\ s \text{ in kgm}$$

Eine ebenso große Arbeit wird, wenn die Kolbenflächen gleich sind, auf

der anderen Seite des Kolbens während eines Hin- und Herganges des Kolbens geleistet; sonach werden, wenn die Maschine

n Doppelhube oder Kurbeldrehungen in der Minute macht,

in der Sekunde

$$\frac{L_i}{30} = \frac{10{,}000}{30} p_i o s \quad \text{kgm}$$

geleistet, eine Arbeit, welche in Pferdestärken ausgedrückt wird, wenn man noch mit 75 dividirt, sofern

1 Pferd = 75 Sekundenkilogrammmeter.

Diesen Werth bezeichnen wir als

N_i = indizirte Leistung in Pferd,

und finden, weiter ausgerechnet,

$$N_i = 4{,}444\ p_i\ o\ n\ s.$$

Die wirkliche Leistung einer Dampfmaschine, die sogenannte effektive Leistung, ist um den Betrag der inneren Reibungswiderstände kleiner als N_i. Ihr Verhältniß zu N_i nennt man den Wirkungsgrad, welcher bei guten Maschinen zwischen 0,8 und 0,9 liegt.

Die beiden Diagramme Fig. 72 und Fig. 73 sind so gezeichnet, daß p_i denselben Werth bekommt, so daß, da auch gleiche Zilindermaße o und s angenommen sind, auch dieselben indizirten Hubleistungen sich ergeben, nämlich

$$L_i = 10{,}000\ p_i\ o\ s.$$

Trotzdem ist der Füllungsraum des Diagrammes Fig. 72 viel kleiner, als der des Diagrammes Fig. 73. Da aber der für beide Fälle verwendet gedachte Dampf dieselbe Spannung hat, zur Herstellung der Volumeinheit oder Gewichtseinheit also derselben Wärme bedarf, so zeigt sich, daß die Kondensationsmaschine verhältnißmäßig weniger Dampf, also auch weniger Wärme, verbraucht, als die Auspuffmaschine. Hiermit ist die Hauptfrage der Dampfmaschinenlehre berührt, welche den Gegenstand des nächsten Abschnittes bilden soll.

III. Der Dampfverbrauch.

Der Dampfverbrauch einer Dampfmaschine wird in der Regel in Gewichtseinheiten (kg) angegeben. Diese Zahl drückt gleichzeitig ziemlich gut den verhältnißmäßigen Wärmeverbrauch aus, da der Wärmeinhalt des Dampfes mit der Spannung sich nur wenig ändert (Siehe oben S. 31). Man braucht

z. B. um Dampf von

1 5 10 kg auf das qcm

zu entwickeln, entſprechend eine Wärmemenge von

637 652 661 Wärmeeinheiten.

Für die die meiſten vorkommenden Fälle umſchließenden Grenzen, 5 bis 10 kg auf das qcm, iſt alſo die Aenderung nur 1,3 %.

Die Vorausberechnung des Dampfverbrauches einer Dampfmaſchine iſt bis jetzt nur näherungsweiſe möglich, da ſich bei den meiſten Dampfmaſchinen ein Theil des in den Zilinder gelangenden Dampfes ſofort durch Berührung mit den etwas kälteren Zilinderwandungen in Waſſer verwandelt und keinen oder nur einen geringen Antheil an der Arbeitsverrichtung hat, ein anderer Theil des Dampfes aber durch die niemals vollſtändig vermeidbaren Undichtheiten des Kolbens oder der Steuerungstheile verloren geht, beide Dampfmengen aber von manchen zufälligen Umſtänden beeinflußt werden.

Man pflegt dieſe Dampfmengen als Dampfverluſte zu bezeichnen, indem man von der Anſicht ausgeht, daß es der weiteren Vervollkommnung der Dampfmaſchine wohl gelingen könnte, den Verbrauch dieſer Dampfmengen zu vermeiden oder wenigſtens immer mehr zu vermindern.

Den eigentlichen Arbeitsdampf, welcher unter allen Umſtänden nothwendig iſt, bezeichnet man als Nutzdampf oder Fülldampf.

Wir beſchäftigen uns zunächſt mit letzterem.

Der Verbrauch an Fülldampf für je einen Kolbenhub läßt ſich aus den Zilinderräumen leicht berechnen. Es iſt dabei zu berückſichtigen, daß immer noch eine geringe Dampfmenge vom vorhergehenden Hub in dem ſchädlichen Raume zurückbleibt, deren Gewicht von der ganzen Dampffüllung abzuziehen iſt, um die neu eingeſtrömte Dampfmenge zu finden. Dieſer Dampfreſt wird in der Regel, wie bereits gezeigt wurde, kurz vor dem Kolbenwechſel abgeſperrt, komprimirt und hierdurch auf eine höhere Spannung gebracht, welche bei neueren Dampfmaſchinen häufig die Volldruckſpannung nahezu erreicht. Iſt dies wirklich der Fall, ſo iſt zur Füllung des ſchädlichen Raumes überhaupt kein friſcher Dampf nothwendig; der „ſchädliche Raum“ wird unſchädlich. Wir nennen daher eine ſolche Kompreſſion „vollkommen“, eine weniger weit gehende aber „unvollkommen“. Das Maß der Kompreſſion iſt im übrigen der ſogenannte Kompreſſionsgrad, d. i. das Verhältniß des während der Kompreſſion vom Kolben beſchriebenen Raumes zu dem ganzen Kolbenwegraum.

Bezeichnen wir nun mit

p_1 die Volldruckſpannung im Dampfzilinder in kg auf das qcm,

p_2 die Grenzſpannung des ausſtrömenden Dampfes in kg auf das qcm,

g_1 das Gewicht von 1 cbm Volldruckdampf in kg,
g_2 „ „ „ 1 cbm Ausströmdampf in kg,
f den Füllungsgrad,
k „ Kompressionsgrad,
m das Verhältniß des schädlichen Raumes zum Kolbenwegraum,
D_1 den Fülldampf pro Kolbenhub in kg,

so ergiebt sich für letzteren bei vollkommener Kompression

$$D_1 = f\,o\,s\,g_1,$$

und allgemein, d. h. auch für unvollkommene Kompression

$$D_1 = [(f + m)\,g_1 - (k + m)\,g_2]\,o\,s,$$

sonach der Verbrauch an Fülldampf für die indizirte Dampfleistung von 1 kgm bei vollkommener Kompression

$$\frac{D_1}{L_i} = \frac{f g_1}{10{,}000\ p_i}$$

und allgemein

$$\frac{D_1}{L_i} = \frac{(f + m)\,g_1 - (k + m)\,g_2}{10{,}000\ p_i}$$

Zur Ausrechnung dieser Werthe kann nachfolgender Auszug aus Fliegner's Tabelle für gesättigten Wasserdampf benutzt werden.

1 cbm gesättigter Dampf wiegt g kg.

Spannung kg auf das qcm	g kg	Spannung kg auf das qcm	g kg	Spannung kg auf das qcm	g kg
0,1	0,0653	1,0	0,5717	6,0	3,074
0,2	0,1257	1,5	0,8361	7,0	3,553
0,3	0,1842	2,0	1,096	8,0	4,028
0,4	0,2414	2,5	1,351	9,0	4,499
0,5	0,2977	3,0	1,603	10,0	4,967
0,6	0,3534	3,5	1,853	11,0	5,432
0,7	0,4085	4,0	2,101	12,0	5,895
0,8	0,4632	4,5	2,346	13,0	6,355
0,9	0,5176	5,0	2,590	14,0	6,813

Zur Berechnung der indizirten Mittelspannung p_i dienen die folgenden Formeln und zwar für vollkommene Kompression

$$p_i = \left[(f+m)\left(1+2{,}3\log\frac{1+m}{f+m}\right) - 2{,}3\,m\log\frac{p_1}{p_2}\right] p_1 - (1+m)\,p_2,$$

und allgemein für beliebige Kompreſſion

$$p_1 = \left[f+2{,}3(m+f)\log\frac{1+m}{f+m}\right]p_1 - \left[1-k+2{,}3(m+k)\log\frac{m+k}{m}\right]p_2.$$

Zur Abkürzung ſetzen wir

$$\left[f + 2{,}3\ (m + f)\ \log\frac{1 + m}{f + m}\right] = A,$$

ſowie

$$\left[1 - k + 2{,}3\ (m + k)\ \log\frac{m + k}{m}\right] = B$$

und ſchreiben ſonach

$$p_1 = A\,p_1 - B\,p_2.$$

Nun iſt, wie man ſieht, A nur von m und f, B nur von m und k abhängig. Beide Faktoren können daher für die gebräuchlichen Werthe von f, k und m durch Tabellen ausgedrückt werden.

Tabelle für A.

	m = 0,02	m = 0,04	m = 0,06	m = 0,08
f = 0,00	0,079	0,130	0,172	0,208
0,05	0,237	0,270	0,298	0,322
0,06	0,263	0,294	0,321	0,346
0,07	0,288	0,317	0,342	0,366
0,08	0,312	0,339	0,363	0,385
0,09	0,335	0,360	0,383	0,404
0,10	0,356	0,380	0,402	0,422
0,15	0,454	0,473	0,490	0,505
0,20	0,537	0,552	0,561	0,577
0,25	0,608	0,620	0,631	0,641
0,30	0,670	0,680	0,688	0,697
0,40	0,772	0,778	0,783	0,789
0,50	0,850	0,854	0,857	0,860
0,60	0,908	0,911	0,913	0,914
0,70	0,950	0,952	0,953	0,953
0,80	0,979	0,980	0,980	0,980

Tabelle für B.

	m = 0,02	m = 0,04	m = 0,06	m = 0,08
k = 0,00	1,000	1,000	1,000	1,000
0,05	1,038	1,023	1,017	1,013
0,06	1,051	1,032	1,023	1,018
0,07	1,065	1,041	1,030	1,024
0,08	1,081	1,052	1,038	1,031
0,09	1,097	1,063	1,047	1,038
0,10	1,115	1,075	1,057	1,046
0,15	1,213	1,146	1,113	1,093
0,20	1,327	1,229	1,181	1,150
0,25	1,452	1,324	1,258	1,217
0,30	1,586	1,426	1,344	1,292
0,40	1,877	1,653	1,536	1,459
0,50	2,192	1,903	1,749	1,647
0,60	2,526	2,172	1,980	1,853
0,70	2,877	2,456	2,228	2,074
0,80	3,242	2,754	2,487	2,307

Mit Hülfe dieser beiden Tabellen ist es sehr leicht, die indizirte Mittelspannung p_i und damit das Verhältniß $\frac{D_1}{L_1}$ für irgend einen besonderen Fall zu berechnen.

Beispiel 1: Bei einer Kondensationsmaschine sei

p_1 = 8 kg. auf das qcm, p_2 = 0,2 kg auf das qcm,

f = 0,09, k = 0,3, m = 0,04.

Es folgt:

$$A = 0{,}360,\quad B = 1{,}426,$$

somit

$$p_i = 0{,}360 \,.\, 8 - 1{,}426 \,.\, 0{,}2 = 2{,}595 \sim 2{,}6,$$

ferner noch nach Tabelle Seite 305

$$g_1 = 4{,}028,\quad g_2 = 0{,}1257,$$

somit

$$\frac{D_1}{L_1} = \frac{(0{,}09 + 0{,}04)\ 4{,}028 - (0{,}3 + 0{,}04)\ 0{,}1257}{10{,}000 \,.\, 2{,}6}$$

$$= \frac{0{,}185}{10{,}000}\ \text{kg},$$

oder

$$\frac{L_1}{D_1} = 54054 \text{ kgm für 1 kg Dampf.}$$

Beiſpiel 2: Bei einer Auspuffmaſchine ſei

$p_1 = 10$ kg auf das qcm, $p_2 = 1{,}1$ kg auf das qcm,

$f = 0{,}15$, $k = 0{,}15$, $m = 0{,}06$.

Es folgt:

$$A = 0{,}490, \quad B = 1{,}113,$$

ſomit

$$p_1 = 0{,}490 \cdot 10 - 1{,}113 \cdot 1{,}1 = 3{,}676 \text{ kg auf das qcm,}$$

ferner nach Tabelle Seite 305

$$g_1 = 5{,}432 \qquad g_2 = 0{,}5717 + \frac{0{,}8361 - 0{,}517}{5} = 0{,}636,$$

ſomit

$$\frac{D_1}{L_1} = \frac{(0{,}15 + 0{,}06)\ 5{,}432 - (0{,}15 + 0{,}06)\ 0{,}636}{10{,}000 \cdot 3{,}676}$$

$$= \frac{0{,}274}{10{,}000} \text{ kg}$$

oder

$$\frac{L_1}{D_1} = 36{,}491 \text{ kgm für 1 kg Dampf.}$$

Das Verhältnis zwiſchen Leiſtung und Fülldampfverbrauch iſt wie ſchon dieſe Beiſpiele zeigen, in ſo hervorragendem Maße abhängig von den Spannungen p_1 p_2 und von dem Füllungsgrad, daß im nächſten Abſchnitt noch beſonders davon die Rede ſein wird. Hier mögen zunächſt noch einige Worte über den Verluſtdampf Platz finden.

Ueber die Haupt-Quelle des Dampfverluſtes haben erſt neuere Verſuche, beſonders diejenigen der Elſäſſer Ingenieure Hirn und Hallauer Aufſchluß gegeben. Mit dieſen nimmt man jetzt als erwieſen an, daß der größte Theil des Verluſtdampfes während der Dampfeinſtrömung in Form feiner Tröpfchen auf den Wandungen des Dampfzilinders und den mit dem Raum deſſelben in bleibender Verbindung ſtehenden Flächen der Dampfkanäle und der Steuerungstheile, Schieber, Ventile ꝛc. niedergeſchlagen wird und theils während des letzten Abſchnittes des Expanſiontheils während der Ausſtrömung des Dampfes wieder verdampft. Dieſer Vorgang wird dadurch vollkommen erklärlich, daß die Zilinderwände einer im Betrieb befindlichen Dampfmaſchine eine Temperatur annehmen, welche niedriger iſt als diejenige des eintretenden, aber höher als die des austretenden Dampfes. Ob ſie auch höher iſt, als die Temperatur des Dampfes zu Ende der Expanſion, hängt von dem

Grade der Expansion, von der Volldruckspannung, sowie von dem äußeren Schutz des Zilinders gegen Wärmeverluste ab. Wie nun die kalte Fensterscheibe sofort beschlägt, wenn sie durch den mit Wasserdampf gesättigten Hauch des Mundes getroffen wird, so muß sich auch auf der Zilinderfläche ein Beschlag bilden, wenn diese durch den heißen Dampfstrom berührt werden; — aber ebenso wie auf einem heißen Stein oder der warmen Ofenplatte ein Wassertröpfchen schnell verdampft, so verfliegt auch dieser Beschlag, sobald die Spannung im Zilinder niedriger wird, als die zu der Temperatur des Zilinders gehörige Spannung gesättigten Dampfes. Wäre also z. B. die Zilindertemperatur 110^0 C., so würde der Beschlag verschwinden, sowie die Spannung unter 1,5 kg auf das qcm sinkt, gleichviel ob dies noch im Verlaufe der Expansion oder erst während der Ausströmung ins Freie, nach dem Kondensator oder nach einem Dampfheizapparat ꝛc. geschieht. Die Stärke des Beschlages dürfte kaum je mehr betragen als $^1/_5$ mm; sie ist also sehr gering und deshalb erfolgt die Wechselwirkung zwischen der Wärme des Dampfes und der Zilinderwand mit großer Geschwindigkeit. Ueber die Menge des so verloren gehenden Dampfes, des Dampfverlustes durch innere Kondensation, sind zwar umfangreiche theoretische Untersuchungen angestellt worden, doch haben dieselben noch keine allgemein und hinreichend leicht verwendbare Resultate ergeben. Als festgestellt kann jedoch folgendes gelten:

Der Dampfverlust durch innere Kondensation ist um so größer, je mehr die Temperaturen des Eintritts- und Austrittsdampfes entsprechend den Spannungen p_1 und p_2 sich von einander unterscheiden, je kleiner der Zilinder und je größer daher das Verhältniß zwischen Wandfläche und Rauminhalt des Zilinders ist, je langsamer die Maschine geht und je mehr Zeit sonach zur Abkühlung jeder einzelnen Dampffüllung vorhanden ist, je größer die Flächen des schädlichen Raumes, die schädlichen Flächen sind, je schlechter endlich der Zilinder gegen äußere Wärmeverluste geschützt ist.

Unter diesen Bedingungen möge besonders auf die erste und die letzte hingewiesen werden; auf die erste, weil sie mit den Mitteln zur Erzielung eines geringen Verbrauches an Fülldampf in Widerspruch steht, auf die letzte, weil man neuerdings nicht nur die Wärme-Verluste möglichst zu vermeiden weiß, sondern sogar bestrebt ist, den Zilinder künstlich zu heizen, indem man ihn mit einer doppelten Wand umgiebt und den Zwischenraum mit Dampf füllt. Diese Einrichtung nennt man Dampfmantel oder Dampfhemd. Sie ist zwar keineswegs neu, doch die Anwendung wird immer allgemeiner, je mehr man sich von dem Nutzen überzeugt. Der Dampfmantel kann natürlich nur dann seinen Zweck erfüllen, wenn der darin be-

findliche Dampf eine möglichſt hohe Temperatur hat, wenn möglich ſogar eine höhere als der Fülldampf. Man läßt daher zweckmäßiger Weiſe den Dampf aus dem Keſſel in den Dampfmantel und aus dieſem in den Zilinder gelangen. Nicht ſelten kann man auch Dampfmäntel mit Abdampf ſehen, die natürlich nicht nur nutzlos, ſondern ſogar ſchädlich ſind, weil der Abdampf kälter iſt als die mittlere Zilindertemperatur und daher höchſtens kühlen aber nicht heizen kann. Wenn der Dampf im Mantel Wärme an den Zilinder abgiebt, ſo muß ſich eine gewiſſe Menge des Manteldampfes als Waſſer niederſchlagen. Der Dampfmantel hat alſo auch einen gewiſſen Dampfverbrauch und er wird deshalb nur in ſoweit nützlich ſein, als die erzielte Verminderung der inneren Kondenſation größer iſt als der Mantelverbrauch. Das Niederſchlagwaſſer muß aus dem Dampfmantel entweichen können, wenn dieſer wirkſam bleiben ſoll. Man bringt deshalb ſelbſtthätige Dampfwaſſerabſcheider an, oder läßt, wenn es infolge tiefer Lage des Keſſels möglich iſt, das Waſſer nach dem Keſſel zurückfließen. Hiergegen wird in der Praxis häufig gefehlt, ſo daß oft ein großer Theil des Dampfmantels mit Waſſer gefüllt bleibt, welches dann die entgegenſetzte der beabſichtigten Wirkung hat.

Der Dampfverluſt durch undichte Kolben und Steuerungstheile kann bei guten Maſchinen äußerſt gering ſein und ſollte nie mehr als einige Hundertel des Fülldampfes betragen.

Der Geſammtverluſt beträgt 20 bis 40 % vom Fülldampf.

Der wirkliche Dampfverbrauch für 1 kgm indizirter Arbeit iſt ſonach im Mittel etwa

$$\frac{D}{L_i} = \frac{1{,}3}{10000} \cdot \frac{(f + m)\, g_1 - (k + m)\, g_2}{p_i} ,$$

bei kleinen mangelhaft geſchützten Zilindern kann aber der Geſammtverbrauch bis 10 % höher, bei großen mit Dampfmantel geheizten Zilindern 8 bis 10 % niedriger ſein, als dieſe Formel angiebt.

Bezeichnet man mit N_i die indizirte Leiſtung in Pferdeſtärken, ſo iſt die Leiſtung ſtündlich in Kilogrammmetern

$$L_i = 75 \,.\, 3600\, N_i = 270000\, N_i$$

Man findet ſodann den ſtündlichen Dampfverbrauch pro Pferd der indizirten Leiſtung aus der Gleichung

$$\frac{D_s}{L_i} = 35 \cdot \frac{(f + m)\, g_1 - (k + m)\, g_2}{A\, p_1 - B\, p_2} ,$$

wobei die Werthe A und B aus den Tabellen S. 306 und 307 zu entnehmen ſind.

IV. Wahl der Dampfspannung und des Füllungsgrades.

Bei der Beschaffung einer Dampfmaschinenanlage ist die Entscheidung über die Größe der Volldruckspannung und des Füllungsgrades von sehr großer Wichtigkeit. Es möge der Einfluß dieser beiden Annahmen hier im Zusammenhang behandelt werden, weil zwischen denselben eine gewisse Wechselwirkung stattfindet.

Die Untersuchungen über die Größe des Fülldampfes hatten den Ausdruck

$$\frac{D_1}{L_1} = \frac{(f + m)\, g_1 - (k + m)\, g_2}{10000\, p_1}$$

ergeben, und für p_1 hatten wir den abgekürzten Ausdruck

$$p_1 = A\, p_1 - B\, p_2$$

berechnet. Es ist nicht ganz leicht, die Folgen zu übersehen, welche die Veränderung von p_1 und f auf den Dampfverbrauch hat, so lange noch k als veränderliche Größe zu berücksichtigen ist. Es möge daher für die folgende Betrachtung der Kompressionsgrad $k = 0$ gesetzt und die ziemlich kleine Größe $m\, g_2$ vernachlässigt werden. Für $k = 0$ wird $B = 1$ und sonach

$$\frac{D_1}{L_1} = \frac{(f + m)\, g_1}{10000\, (A\, p_1 - p_2}\,,$$

oder

$$\frac{L_1}{D_1} = \frac{10000}{f + m} \left(A\, \frac{p_1}{g_2} - \frac{p_2}{g_2} \right).$$

Setzen wir weiter $g_1 = p_1$, was nach Tabelle S. 305 für 9 kg auf das kg genau, aber auch für die Nachbarwerthe ohne große Fehler zulässig ist, so folgt

$$\frac{L_1}{D_1} = \frac{20000}{f + m} \left(A\, \frac{p_2}{p_1} \right),$$

und hieraus sieht man, daß, wenn f und m, also auch A einen bestimmten Werth hat, die Leistung der Gewichtseinheit Dampf um so größer wird, je kleiner $\frac{p_2}{p_1}$ d. h. je größer p_1 und je kleiner p_2 ist, je mehr also diese beiden Spannungen von einander verschieden sind. Eine Maschine mit gegebenem Füllungsgrad wird daher um so mehr Arbeit aus 1 kg Dampf entwickeln, je höher die Volldruckspannung ist, und, da bei einer Kondensationsmaschine p_2 viel kleiner ist als bei der Auspuffmaschine, so wird erstere mehr leisten als letztere. Gleich große Leistungen werden sich bei Kondensations- und Auspuff-Maschinen ergeben, wenn die Volldruckspannung dasselbe Vielfache der Gegenspannungen, nämlich von 0,2 kg auf das

qcm einerſeits und 1,1 kg auf das qcm andererſeits iſt. z. B. $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}1$ würde ſich für Kondenſation bei $p_1 = 2$ kg auf das qcm, für Auspuff bei $p_1 = 11$ kg ergeben; demnach leiſtet 1 kg Dampf von 2 kg auf das qcm in der Kondenſationsmaſchine eben ſo viel wie 1 kg von 11 kg auf das qcm in der Auspuffmaſchine. Man ſieht alſo, daß die Anwendung hochgeſpannten Dampfes um ſo wichtiger wird, je höher die Gegenſpannung p_2 iſt. Bei den Maſchinen der Zuckerfabriken wird häufig die Gegenſpannung noch weiter erhöht durch Verwendung des Abdampfes in den Verdampfapparaten. Dann iſt natürlich erſt recht zur ſparſamen Verwendung des Dampfes eine hohe Volldruckſpannung nöthig.

Der hier hervorgehobene Vortheil hoher Spannung iſt jedoch keineswegs der einzige, ja nicht einmal der Hauptvortheil. Dieſer ſteht vielmehr in engem Zuſammenhange mit der Expanſion.

Man kann die Vortheile der Expanſion um ſo weiter ausnützen, je höher die Volldruckſpannung iſt, da die Endſpannung des expandirenden Dampfes zweckmäßiger Weiſe nicht unter eine gewiſſe Grenze gehen darf, welche bei Kondenſationsmaſchinen zwiſchen 0,9 und 1,0 kg auf das qcm, bei Auspuffmaſchinen zwiſchen 1,7 und 1,8 kg auf das qcm liegt. Treibt man die Expanſion weiter, ſo wird der Unterſchied zwiſchen dem Druck auf der einen und dem Widerſtand auf der andern Kolbenſeite immer geringer und genügt ſchließlich nicht mehr, die Reibungswiderſtände der Maſchine zu überwinden. Aber ſchon ehe dieſer Zuſtand erreicht iſt, wird der Nutzen der weiteren Expanſion ſo unbedeutend, daß es ſich nicht lohnt, die hierzu nöthige Verlängerung des Zilinders vorzunehmen, und aus dieſen Erwägungen können die angegebenen Grenzen der Endſpannung als praktiſch gewählte betrachtet werden. Zu bemerken iſt für Auspuffmaſchinen, daß durch jede Erhöhung des Gegendruckes p_2 über 1,1 kg auf das qcm durch Widerſtände, welche der Dampf findet, ehe er in die Atmoſphäre entweicht, auch die Grenze der zweckmäßigen Expanſionsendſpannung entſprechend höher gelegt wird.

Kann auch von vollkommen beſtimmten Werthen in dem vorliegenden Falle nicht die Rede ſein, da mancherlei Dinge, insbeſondere Preislagen, hier mitſprechen, deren Werth ſich ändert, ſo dürfen wir doch als Näherung annehmen, daß der Dampf

in der Kondenſationsmaſchine bis 1,0 kg auf das qcm
„ „ Auspuffmaſchine „ 1,75 „ „ „ „

expandiren muß, um ſein Arbeitsvermögen am vollſtändigſten zu entwickeln.

Unter dieser Annahme folgt aber ein bestimmter Zusammenhang zwischen der Volldruckspannung und dem Füllungsgrad, welcher sich ausdrückt

für Kondensationsmaschinen durch $f \cdot \frac{1{,}0}{p_1} (1 + m) - m$

„ Auspuffmaschinen „ $f \cdot \frac{1{,}75}{p_1} (1 + m) - m.$

Damit aber zeigt sich, daß ein um so kleinerer Füllungsgrad angewendet, also die Expansionsarbeit um so mehr ausgenützt werden kann, je höher die Volldruckspannung p_1 ist, und es zeigt sich weiter, daß für gleiche p_1 die Kondensationsmaschine viel weiter expandiren kann als die Auspuffmaschine.

V. Umwandlung von Wärme in Arbeit.

Die Nützlichkeit der Anwendung hochgespannten Dampfes in Verbindung mit starker Expansion und Kondensation ist schon lange den Dampfmaschinentechnikern bekannt — aber erst seit einigen Jahrzehnten hat man bemerkt, daß es sich hierbei nur um einen besonderen Fall eines umfassenden Gesetzes handelt, dessen Gültigkeit sich auf alle Wärmekraftmaschinen erstreckt.

Nachdem gegen Mitte des Jahrhunderts der Heilbronner Arzt Robert Mayer den Zusammenhang von Wärme und mechanischer Arbeit durch ein einfaches Zahlenverhältniß ausgedrückt und den Nachweis geliefert hatte, daß bei jeder Entwickelung von Arbeit aus Wärme, oder von Wärme aus Arbeit dieses Zahlenverhältniß, nämlich

1 Wärmeeinheit = 424 kgm ,

eine Rolle spielt, wurde rasch der Gedanke Gemeingut, daß die beiden äußerlich so verschiedenen Erscheinungen, welche man Wärme und Arbeit nennt, im Grunde gleichartig sind, verschiedene Formen derselben Sache und daher gegenseitiger Umwandlung fähig. Hiermit war nun die Vermuthung sehr nahe gelegt, daß es möglich sein müsse, jede beliebige Wärme in Arbeit zu verwandeln, z. B. auch die der atmosphärischen Luft, des Wassers oder sonstiger Körper unserer täglichen Umgebung. Wir verdanken jedoch dem Physiker Clausius im Anschluß an Carnot die überaus wichtige Belehrung, daß die Möglichkeit der Verwandlung von Wärme in Arbeit an gewisse Bedingungen geknüpft ist, welche in der Regel nur künstlich hergestellt werden können. Nur wenn ein Körper höhere Temperatur besitzt als seine Umgebung, kann man einen Theil der in ersterem enthaltenen Wärme in Arbeit umwandeln. Ein solcher Körper ist z. B. der im Kessel entwickelte Dampf oder künstlich erhitzte Luft, oder das in der Gaskraft-

maschine durch die Explosion gebildete frische Gasgemisch. Doch auch in einem solchen Falle ist es nicht möglich, die ganze Wärme des betreffenden Körpers in Arbeit zu verwandeln, sondern nur einen bestimmten Theil, der sich berechnen läßt.

Ist nämlich

t_1 die Temperatur des erhitzten Körpers,

t_2 die Temperatur der kälteren Umgebung,

Q eine Wärmemenge, welche der erhitzte Körper zum Zwecke der Arbeitsleistung abgiebt,

so kann von dieser Wärme Q nur eine geringere Menge Q^1 in Arbeit verwandelt werden, welche äußersten Falles werden kann

$$Q^1 = \frac{t_1 - t_2}{273 + t_1} Q$$

Der Rest $Q - Q^1$ geht in den kälteren Körper über, ohne Arbeit zu verrichten. Wäre z. B. $t_1 = 327$, $t_2 = 27$, so würde

$$Q^1 = \frac{327 - 27}{273 + 327} Q = \frac{1}{2} Q.$$

Es könnte also nur die Hälfte der Wärme Q in Arbeit verwandelt werden. Aus diesem Gesetz geht dann hervor, daß die Arbeit, welche eine Wärmeeinheit wirklich leisten kann, nicht 424 kgm, sondern im günstigsten Falle

$$L = \frac{t_1 - t_2}{273 + t_1} 424$$

ist und daß dieses Nutzungsverhältniß mit der Differenz $t_1 - t_2$ zunimmt. Haben wir also Dampf von $t_1 = 177$ in einer Umgebung von der Temperatur $t_2 = 27$, so wird

$$L = \frac{177 - 27}{273 + 177} . 424 = 141 \text{ kg}$$

dagegen für $t_1 = 227$

$$L = \frac{227 - 27}{273 + 177} . 424 = 170 \text{ kg}.$$

Dieselbe Wärmemenge aus heißerem, also höher gespanntem Dampfe, kann also bedeutend mehr leisten als bei geringerer Temperatur.

Die hier benutzte Beziehung wird in der mechanischen Wärmetheorie unmittelbar im Anschluß an den sogenannten 2. Hauptsatz dieser Wissenschaft entwickelt. Wir begnügen uns hier mit der Thatsache, welche die Gleichung ausdrückt und betrachten diese als ein Naturgesetz, welches durch alle damit zusammenhängenden Erscheinungen bestätigt ist. Unser Standpunkt ist dabei derselbe wie der der mechanischen Wärmetheorie gegen-

über dem 2 Hauptſatz ſelbſt, der bis jetzt noch nicht befriedigend bewieſen werden kann, obgleich an ſeiner Richtigkeit kaum noch ein Zweifel zuläſſig iſt.

Es muß nur im Anſchluß an die letzten Beiſpiele bemerkt werden, daß es noch nicht gelungen iſt, das ausgerechnete theoretiſch mögliche Nutzungsverhältniß praktiſch zu erreichen. Die höchſte bis jetzt durch die beſten Dampfmaſchinen wirklich geleiſtete mechaniſche Arbeit aus einer Wärmeeinheit des Dampfes iſt etwa 80 kgm, was etwa einem ſtündlichen Dampfverbrauch von 5 kg pro Pferd entſpricht. Es bleibt alſo die Hälfte des theoretiſchen Arbeitsvermögens unbenutzt.

Viel ungünſtiger ſtellt ſich der Vergleich mit der den Heizgaſen des Ofens innewohnenden Wärme. Dieſe werden bei einer Temperatur von 1500 bis 2000° C. entwickelt. Setzen wir daher z. B.

$$t_1 = 1527, \quad t_2 = 27,$$

ſo wird

$$L = \frac{1527 - 27}{273 + 1527} \cdot 424 = 265 \text{ kgm.}$$

Von dem Arbeitsvermögen der Ofenwärme wird daher höchſtens $^{80}/_{265}$ d. i. nicht ganz $^1/_3$ ausgenutzt. Dieſer Unterſchied iſt wohl zu beachten, damit nicht von der Vervollkommnung der Dampfmaſchine Unmögliches verlangt oder erwartet wird. Etwa 100 kgm von dem Arbeitsvermögen jeder Wärmeeinheit des Feuers werden alſo ſchon bei der Ueberleitung in das Keſſelwaſſer vernichtet, und zwar auch dann, wenn von der Wärme ſelbſt nichts verloren geht. Die Ausbreitung der Wärme auf einen Körper von anderer Temperatur, hier das Waſſer und der Dampf, bedingt ſchon an ſich einen ſo bedeutenden Energieverluſt. Dieſer Verluſt wird daher nur durch andere Wärmekraftmaſchinen mit höheren Arbeitstemperaturen vermieden werden können, da die Temperatur des Dampfes praktiſch kaum noch viel geſteigert werden kann. Der Gaskraftmaſchine iſt dies bereits gelungen. In dieſer iſt alſo der Dampfmaſchine nicht nur eine machtvolle Genoſſin, ſondern eine gefährliche und ſiegreiche Gegnerin erwachſen, welche vielleicht in nicht zu ferner Zeit im Stande ſein wird, die Dampfmaſchine aus den meiſten Stellen zu verdrängen, am letzten freilich aus ſolchen Betrieben, in denen noch der Abdampf zu Heizzwecken Verwendung findet wie in der Zuckerfabrikation.

VI. Verbundmaſchinen.

Während die Betrachtung der Füldampfmenge und die allgemeinen Erörterungen des vorigen Abſchnittes gezeigt haben, daß es vortheilhaft iſt,

mit möglichſt großen Temperaturdifferenzen, alſo auch möglichſt großem Spannungsunterſchied $p_1 - p_2$ zu arbeiten, hat bereits die über den Dampfverluſt gegebene Darlegung darauf aufmerkſam gemacht, daß der Dampfverluſt in gleichem Sinne wie $p_1 - p_2$ größer oder kleiner wird; daß alſo die durch Anwendung eines großen $p_1 - p_2$ entſtehenden Erſparniſſe an Fülldampf durch größeren Aufwand von Verluſtdampf zum Theil wieder verzehrt werden. Weiter hat aber die zu vortheilhafter Ausnutzung großer Spannungsgefälle nöthige ſtarke Expanſion des Dampfes den Nachtheil, daß die Kolbendrucke ſehr ungleichmäßig werden und in Folge deſſen große Schwungräder angewendet werden müſſen, um einen hinreichend gleichförmigen Gang zu erzielen.

Dieſen Nachtheilen, ohne die Vortheile hoher Spannungs- oder Temperaturgefälle preiszugeben, ſucht man durch die ſtufenweiſe Expanſion in mehreren Dampfzilindern zu begegnen, wie ſie zur Anwendung kommt in den ſogenannten Woolf'ſchen und den Compound- oder Verbundmaſchinen.

Die Woolf'ſche Maſchine kann nur als eine Vorſtufe zur heutigen Verbundmaſchine gelten. Wir benutzen deshalb letzteren von Reuleaux herrührenden Namen zur Bezeichnung aller Dampfmaſchinen mit ſtufenweiſer Expanſion, die Woolf'ſche Maſchine eingeſchloſſen, und unterſcheiden nach der Zahl der Expanſionsſtufen in Zwei-, Drei-, Vierverbundmaſchinen. Eine weitere Unterſcheidung iſt für dieſe Maſchinen hinſichtlich des Zuſammenhanges der einzelnen Kolbenwegphaſen nöthig.

1) können die Kolbenſtangen der zwei, drei, vier Kolben mit einander feſt verbunden ſein oder ſich wenigſtens in demſelben Sinne bewegen;

2) können ſich die Kolben in entgegengeſetztem Sinne bewegen, z. B. in Folge der Verbindung mit 2 um 180^0 verſetzten Kurbeln an derſelben Welle;

3) können die Kolben einzeln oder paarweiſe auf 2 um 90^0 verſetzte Kurbeln wirken;

4) können 3 Kurbeln vorhanden ſein, welche um je 120^0 gegeneinander geſtellt ſind.

Bei allen dieſen Maſchinen findet folgender Vorgang ſtatt.

Der Dampf tritt aus dem Keſſel in einen Zilinder I, in welchem er mit Volldruck und einem Theil ſeines Expanſionsvermögens wirkt, und gelangt beim Rückgang des Kolbens in einen Zwiſchenkeſſel (receiver). Da die Spannung in demſelben etwas geringer iſt, als diejenige des Dampfes im Zilinder I zu Ende der Expanſion, ſo kann Ueberſtrömung ohne Schwierigkeit infolge des verbleibenden Ueberdruckes erfolgen. Von hier aus gelangt er in den Zilinder II, in welchem er ebenſo, nur mit geringerer Spannung,

wirkt wie in I und entweicht bei Zweiverbundmaſchinen in's Freie oder in den Kondenſator, während bei Drei- und Vierverbundmaſchinen eine ähnliche Wirkung im Zilinder III und IV mit jedesmaliger Ueberleitung durch einen zweiten oder dritten Zwiſchenkeſſel vorhergeht. Die eigenartige Wirkung der Verbundmaſchine kann man mit Hülfe des Indikator-Diagrammes ſehr anſchaulich machen. In Figur 74 ſind die Indikator-Diagramme einer Zwei-

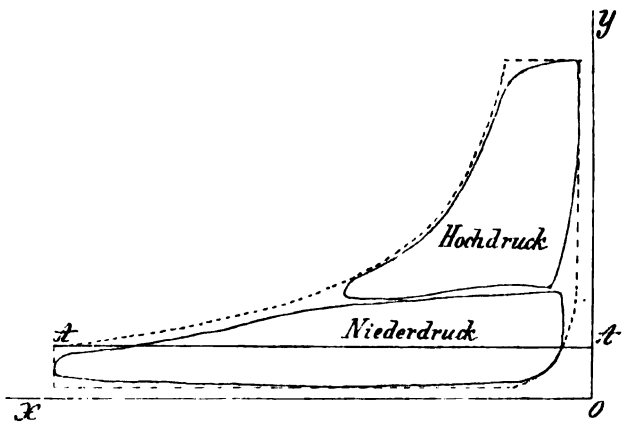


Fig. 74.

verbundmaſchine mit Kondenſation ſo zuſammengezeichnet, daß jedesmal für die zuſammengehörigen Diagramme für die Dampfräume und die Dampfſpannungen derſelbe Maßſtab benutzt iſt. Aus dieſer bildlichen Darſtellung ſieht man, daß der geſammte Flächeninhalt der 2 Diagramme ſich nicht ſehr weit von demjenigen des punktirt gezeichneten Diagrammes unterſcheidet, d. h. von dem Verlauf der Dampfwirkung, welche dann ſtattfinden würde, wenn man die ganze Arbeit mit derſelben Menge Fülldampf im Niederdruck-Zilinder entwickelte. Man findet daher in der That mit einiger Annäherung die Arbeitsleiſtung einer Verbundmaſchine in der Weiſe, daß man für das punktirte, ideelle Diagramm p_i und damit nach Gleichung S. 303 N_i für o und s gleich Kolbenfläche und Hub des größten Zilinders ermittelt. Zur genauen Berechnung muß das Verhältniß zwiſchen der Flächenſumme aus Hoch- und Niederdruck-Diagramm und dem punktirten Diagramm, der ſogenannte Völligkeitsgrad, bekannt ſein, deſſen Größe von vielen Nebenumſtänden abhängig iſt. Die Größe des kleinen Zilinders wird meiſt ſo gewählt, daß die Flächen-

inhalte beider Diagramme, also auch die Arbeitsleistungen in beiden Zilindern, gleich groß werden. Unter dieser Annahme ergiebt sich die gleichförmigste Umlaufgeschwindigkeit der Maschine. Aus demselben Grunde nimmt man auch bei Dreiverbundmaschinen ein solches Zilinderverhältniß, daß alle drei Zilinder gleich viel Arbeit verrichten.

Der Vollständigkeit halber möge noch erwähnt sein, daß die Ausströmungslinie des Zilinders I um so weniger von der Füllungslinie von II verschieden sein wird und beide um so weniger von der Waagerichtung abweichen werden, je größer der Inhalt des Zwischenbehälters ist. Diese Größe hat jedoch wieder praktische Grenzen dadurch, daß nicht unnöthige Abkühlungsflächen entstehen sollen. In der Regel sind daher die erwähnten Diagrammlinien nicht ganz gerade.

Die Woolf'sche Maschine ist eine Zweiverbundmaschine mit gleich- oder einander entgegenstehenden Kurbeln und hat die besonderen Eigenthümlichkeiten, daß die Ausströmsteuerung aus Zilinder I zugleich die Einströmsteuerung für Zilinder II und daß ein Zwischenkessel nicht vorhanden ist. Diese Vereinfachungen sind jedoch nicht erheblich genug, um in Anbetracht der hierdurch bedingten mangelhafteren Wirkungsweise des Dampfes die Woolf'sche Maschine gegenüber der vollständigen Verbundmaschine noch empfehlenswerth zu machen.

Die vorstehende Beschreibung der Verbundmaschine hat gezeigt, daß die Spannungsunterschiede in den einzelnen Zilindern wesentlich geringer sind, als bei der einzilindrigen Maschine. Da infolge dessen auch die Temperaturen geringerem Wechsel unterliegen, so erklärt es sich, daß hier die Dampfverluste etwas geringer ausfallen, als bei jenen. Ein anderer Vortheil ist die Ersparniß an Schwungradgewicht und die wiederum als Folge hiervon auftretende Minderung der Achslagerreibung der Maschine.

Den letzteren Vortheil könnte man zwar auch erreichen durch Verbindung von zwei gewöhnlichen Dampfmaschinen mittels einer Welle und rechtwinkelstelligen Kurbeln. Die Zilinder würden aber dann der geringeren Größe wegen stärkere Dampfverluste ergeben als ein einziger für die Gesammtleistung bestimmter Zilinder.

Es möge an dieser Stelle nicht verschwiegen werden, daß der Vortheil der Verbundmaschinen gegenüber einzilindrigen Maschinen für gleiche Leistung nicht selten modemäßig überschätzt, bezw. übertrieben wird. Man lasse namentlich nicht außer Acht, daß die Verbundmaschine dem Wärter mehr Arbeit macht und mehr Gelegenheit zu Störungen bietet als die Einzilindermaschine. Besonders für Auspuffmaschinen, welche in Zuckerfabriken be-

kanntlich die Regel sind, ist daher der Vortheil der Verbundmaschinen ein sehr geringer, wenn überhaupt noch davon die Rede sein kann.

Man könnte hier freilich die Frage aufwerfen, und sie ist aufgeworfen worden, ob es nicht vortheilhafter sein würde, die Verdampfapparate mit direktem Dampfe aus besonderen Dampfkesseln zu betreiben und die Dampfmaschinen als möglichst vollkommene Expansions- und Kondensationsmaschinen auszuführen.

Die Antwort giebt folgende Rechnung.

VII. Werthlosigkeit der Kondensation für Zuckerfabrikdampfmaschinen.

Bezeichnet wie früher t_1 die Temperatur der höchsten Volldruckspannung, bis zu welcher man geneigt ist mit Rücksicht auf die Dampfkessel zu gehen, t_2 aber die übliche Temperatur, mit welcher der Abdampf nach den Verdampfapparaten geht, so enthält

1 kg Volldampf $606{,}5 + 0{,}305\ t_1$ Wärmeeinheiten,
1 kg Abdampf $606{,}5 + 0{,}305\ t_2$ „

Der Mehraufwand an Wärme zur Herstellung des Volldampfes gegenüber dem Abdampf ist sonach $0{,}305\ (t_1 - t_2)$ Wärmeeinheiten für je 1 kg Dampf. Die Kosten der Spannungssteigerung sind aber dem Mehraufwand an Kohlen und sonach auch an Wärme proportional und es verhalten sich daher die Kosten des aus Abdampf hergestellten Volldampfes zur Herstellung aus Speisewasser von der Temperatur t_0 wie

$$0{,}305\ (t_1 - t_2) \text{ zu } 606{,}5 + 0{,}305\ t_1 - t_0$$

Setzen wir, um runde Zahlen zu erhalten

$t_1 = 190$*), $t_2 = 110$**), $t_0 = 64{,}5$

so ergiebt sich das Verhältniß 0,040; sonach dürfen die Kosten des zum Maschinenbetrieb zwischen den Temperaturen t_1 und t_2 verwendeten Dampfes, wenn derselbe später noch weitere Verwendung findet und hierzu jedenfalls hergestellt werden müßte, nur auf 4 % derjenigen Kosten in Anschlag gebracht werden, welche Dampf von der Temperatur t_1 unter gewöhnlichen Verhältnissen erfordern würde, d. h. dann, wenn die Verwendung zu Kochzwecken nicht nöthig wäre.

Um daher die Betriebskosten einer Zuckerfabrik-Dampfmaschine mit denjenigen einer gewöhnlichen zu vergleichen, müssen wir den Dampfverbrauch der ersteren mit 0,04 multipliziren. Damit zeigt sich aber sofort, daß die

*) entsprechend $p_1 = 13$ kg. auf das qcm.
**) entsprechend $p_2 = 1{,}5$ kg. auf das qcm.

Maſchine 5 : 0,04 = 125 kg. Dampf verbrauchen dürfte, um erſt dieſelben Dampfkoſten zu verurſachen, wie die allerbeſte ſelbſtſtändige Kondenſationsmaſchine. In der That iſt der Dampfverbrauch der Zuckerfabrikmaſchinen viel geringer. Die früher genannte Ziffer von 40 kg. pro Stunde und Pferd würde ſonach nur 1/3 der Koſten der beſten Kondenſationsmaſchine ergeben und mindert man, wie recht gut möglich, den Verbrauch auf 15 kg., ſo ſpart die Auspuffmaſchine gegenüber der beſten Kondenſationsmaſchine $100 \frac{120 - 15}{120} = 87\ \%$ Dampfkoſten.

Hiernach iſt es ſelbſtverſtändlich, daß die Dampfmaſchinen der Zuckerfabriken ſo lange mit doppelt verwendetem Dampfe betrieben werden müſſen, als die für die Säfteverdampfung erforderliche Dampfmenge für die Kraftzwecke noch ausreicht, und das dürfte in den meiſten Rübenzuckerfabriken und Raffinerien der Fall ſein. Nicht außer Acht zu laſſen iſt hierbei noch der Nebenvortheil, daß die Auspuffmaſchinen der geringeren Expanſion wegen kleineren Zilinderraum erhalten und daher billiger werden als Kondenſationsmaſchinen gleicher Leiſtung.

Das ſoeben erhaltene Rechnungs-Reſultat liefert die Erklärung für die geringe Aufmerkſamkeit, die man in Zuckerfabriken dem Dampfverbrauch der Dampfmaſchinen zuzuwenden pflegt; ſind doch die hierdurch entſtehenden Koſten überhaupt nur ein kleiner Bruchtheil des geſammten Aufwandes für den Dampf in der Zuckerfabrikation.

Dennoch ſollte man hier in der Sorgloſigkeit nicht zu weit gehen, ſondern durch Anwendung hoher Dampfſpannung und möglichſter Ausnutzung der Expanſion auch an dieſer Stelle zu ſparen ſuchen, was möglich iſt.

VIII. Geſammtanordnung der Dampfmaſchine.

Der verhältnißmäßig einfache Vorgang, der ſich in der Dampfmaſchine abſpielt, hat doch zu einer ſo außerordentlichen Zahl verſchiedener Konſtruktionen geführt, daß auch nur der Verſuch, dieſelben zu beſchreiben, viel zu weit führen und das Ziel dieſer Schrift weit überſchreiten würde. Es darf auch vorausgeſetzt werden, daß unſere Leſer mit dem Aeußerlichen vieler Dampfmaſchinen vertraut ſind und nur Auskunft über den vergleichsweiſen Werth verſchiedener Geſammt- und Theilanordnungen erwarten. Hierauf wollen wir uns denn beſchränken, zugleich aber unſere Aufgabe noch durch Ausſchluß der Kondenſationsmaſchine abgrenzen, da dieſelbe, wie wir ſahen, für die Zuckerfabriken keinen Werth hat.

Die meiſten Dampfmaſchinen werden zur Zeit mit waagerecht liegendem Zilinder ausgeführt. Hat ſich auch die ſenkrechte Zilinderſtellung ſowohl bei der Watt'ſchen Balanziermaſchine, als auch bei den direkt wirkenden ſtehenden Maſchinen ausgezeichnet bewährt, ſo erleichtert doch die liegende Anordnung die Bedienung und Ueberſicht der Maſchine ſo weſentlich, daß man ſich die einſeitige Zilinderabnützung gefallen läßt, welche dieſe Anordnung zur Folge haben ſoll. Auch die Unterſtützung der Maſchine durch das Fundament iſt bei der liegenden Anordnung eine leichtere und vollkommenere. Direkt wirkende ſtehende Maſchinen ſind nur da am Platze, wo die Grundfläche äußerſt knapp iſt, ein Uebelſtand, der bei Zuckerfabriken wohl nur in ſeltenen Fällen eintreten dürfte. Balanziermaſchinen ſind ſehr geeignet zum Pumpenbetrieb; ſie werden daher auch in Zuckerfabriken für dieſen Zweck viel verwendet und zwar ſowohl für Luftpumpen, wie für Waſſerpumpen. Statt der Gelenkgeradführungen, ohne die man ſich früher eine Balanziermaſchine nicht denken konnte, werden jedoch neuerdings mehrfach Schienenführungen benutzt, deren Reibungsverluſte hier viel geringer ſind, als bei den Maſchinen mit direktem Antrieb der Kurbel, da die Verbindungsſtangen zwiſchen den Kreuzköpfen und dem Balanzier nur wenig nach beiden Seiten von der Richtung der Kolbenſtange ausſchlagen und daher nur geringe Druckkomponenten auf die Gleitſchienen übertragen. Näher kann auf dieſe beſonderen Maſchinen hier nicht eingegangen werden.

IX. Dampfzilinder und Kolben.

Auf der genauen Ausführung von Zilindern und Kolben beruht vorzugsweiſe die Sparſamkeit der Dampfmaſchine im Betriebe. Beſtes Material und beſte Arbeit ſind daher für dieſe Theile von ganz beſonderer Wichtigkeit.

Obgleich der Kolben ſtets mit federnden, meiſt aus Gußeiſen beſtehenden Ringen ausgeführt wird, ſo iſt doch eine vollkommene Dichthaltung nur möglich, wenn die Bohrung des Zilinders mit größter Genauigkeit ausgeführt iſt. Das Gußeiſen, aus welchem der Zilinder gegoſſen wird, muß etwas härter ſein als die Kolbenringe, damit dieſe möglichſt allein die Abnutzung erleiden. Man erreicht dieſe Härte indem man in die Gießpfanne einige Stücke Spiegeleiſen zuſetzt. Sehr häufig iſt der Zilinder infolge der Abnutzung des Bohrſtahles an einem Ende etwas enger. Man muß, um dies zu vermeiden, den letzten Bohrſpahn möglichſt fein, die Geſchwindigkeit möglichſt gering und den Stahl möglichſt hart nehmen. Fehler in der Rundung entſtehen häufig durch ungeſchickte Befeſtigung des Zilinders auf der Bohrmaſchine. Bei großen Zilindern entſtehen ſchon durch das Gewicht

geringe Formänderungen, weshalb man sie in derjenigen Lage bohren soll, in welcher sie gebraucht werden. In der Herstellung eines guten und dauerhaften Zilinders besteht noch heute die Hauptschwierigkeit im Dampfmaschinenbau.

In manchen Fabriken werden die Zilinder nach dem letzten Bohrspahn mit einem federnden Schaber nachgearbeitet um die Drehstriche zu beseitigen. Ein solches Werkzeug wird statt des Drehstahles im Bohrkopf der Zilinderbohrmaschine befestigt. Häufig bilden sich beim Gießen des Zilinders Blasen, welche erst beim Ausbohren bemerkbar werden. Sind dieselben klein, so bohrt man sie aus und füllt das Loch durch eine Gußeisenschraube aus. Immerhin ist dergleichen Flickerei thunlichst zu vermeiden, und bei den neueren Maschinen mit Dampfmantel, bei denen der eigentliche Zilinder als besonderes sehr einfaches Stück ausgeführt und eingepreßt oder mit Schrauben befestigt wird, thut man daher besser, einen schlecht gegossenen Zilinder zu verwerfen, da der Verlust nicht sehr groß ist.

Die Form des Zilinders richtet sich theils nach dem Verhältniß zwischen Durchmesser und Hub, theils nach der Verbindung mit dem Fundament und den übrigen Theilen der Maschine, theils nach der Steuerung. Während man größeren Betriebsmaschinen einen Hub von etwa der doppelten Größe des Kolbendurchmessers giebt und in einzelnen Fällen sogar bis zum dreifachen Durchmesser geht, nimmt man kurzen Hub, bis zu einfachem Durchmesser, wenn die Maschine eine ungewöhnlich große Zahl von Umdrehungen machen soll. Diese sogenannten Schnellläufer haben für Zuckerfabriken keine Vortheile.

Auch der Dampfmantel kann als ein entschiedenes Erforderniß der Zuckerfabrik-Dampfmaschine nicht bezeichnet werden, da, wie wir sahen, der Dampf hier verhältnißmäßig billig ist, die erzielbare Ersparniß, also dem höheren Maschinenpreis gegenüber nicht sehr ins Gewicht fällt. Eine gute Umhüllung mit schlechten Wärmeleitern oder wenigstens ruhender Luftschicht unter Blechmantel sollte stets vorhanden sein. An den tiefsten Stellen der beiden Zilinderenden müssen Hähne zur Abführung von Wasser angebracht sein, welches sich im Zilinder kondensirt, auch sind in der Höhe der Achse oder darüber Bohrungen zur Anbringung von Indikatoren zur Untersuchung der Wirkung des Dampfes erforderlich.

Der Dampfkolben enthält in der Regel zwei gußeiserne Dichtungsringe, welche entweder durch eigene Federkraft oder durch besondere Federn gegen die Zilinderfläche gedrückt werden. Da jeder der beiden Ringe an einer Stelle gespalten sein muß, so werden dieselben so gegeneinander gedreht, daß die Fugen nicht zusammen stoßen, da sonst der Dampf an dieser Stelle

durchblaſen könnte. Damit ſich die Ringe nicht gegen einander verdrehen, iſt es zweckmäßig, dieſe Lage durch einen Stift zu ſichern, jedoch ſo, daß die Ringe noch eine gleichzeitige Drehung ausführen können, da andernfalls durch die Ringfuge infolge der ungleichmäßigen Abnutzung Längsrinnen im Zilinder entſtehen können. Empfehlenswerth iſt die Kolbenkonſtruktion, bei welcher noch ein dritter Ring von der doppelten Breite der Dichtungsringe hinter denſelben liegt, der durch eigene Federkraft nach außen gepreßt wird.

X. Die Steuerung.

Wie ſchon erwähnt, hat die Steuerung die Aufgabe, den Dampf abwechſelnd im rechten Zeitpunkte zu und ab zuführen.

Die Zuführung beginnt kurz vor dem Kolbenwechſel und dauert bis zum Beginn der Expanſion. Die Abführung beginnt kurz vor dem entgegengeſetzten Kolbenwechſel und dauert bis zum Beginn der Kompreſſion. Sowohl die Voreinſtrömung, wie die Vorausſtrömung muß um ſo ſtärker ſein, je größer die Kolbengeſchwindigkeit der Maſchine iſt. Sehr wichtig iſt es ferner, daß die Kanäle möglichſt ſchnell geöffnet werden, damit einerſeits während der Füllung möglichſt volle Keſſelſpannung auf den Kolben wirkt, und damit andererſeits der Gegendruck des Dampfes beim Kolbenrückgang raſch entfernt, die Gegenkraft alſo möglichſt klein wird. Endlich muß der Abſchluß des Dampfes bei Beginn der Expanſion ſchnell erfolgen, damit nicht im Indikatordiagramm ſtatt der ſcharfen Ecke bei Figur 72 eine Abrundung entſteht, welcher ein Arbeitsverluſt entſprechen würde.

Je vollkommener die Steuerung iſt, um ſo beſſer wird überhaupt das wirkliche, vom Indikator ſelbſt gezeichnete Diagramm mit dem theoretiſchen (Figur 72 oder 73) übereinſtimmen. Damit ſind jedoch die Kennzeichen einer guten Steuerung noch nicht erſchöpft. Allgemein muß man verlangen, daß die Schieber, Ventile oder Hähne nach dem Abſchluß keinen Dampf mehr durchlaſſen, daß ſie möglichſt wenig Arbeit zu ihrer Bewegung erfordern, daß ſie ſich wenig und gleichmäßig abnutzen und daß ſie leicht wieder nachgearbeitet werden können.

Bei ſehr vielen Maſchinen wird die Steuerung nebenbei benutzt, um die Geſchwindigkeit zu regeln, indem je nach Maaßgabe der ſtärkeren oder geringeren Belaſtung der Maſchine die Füllung und damit die Stärke der indizirten Hubarbeit durch den Regulator verändet wird.

Die einfachſte Steuerung iſt diejenige mit Muſchelſchieber und exzentriſcher Scheibe, kurz Exzenter genannt. Letzteres beſteht, wie Fig. 75 zeigt, aus einer kreisförmigen Scheibe a, welche mittelſt Keil ſo auf der Welle c befeſtigt iſt, daß die Scheibenmitte um ein gewiſſes Stück, genannt

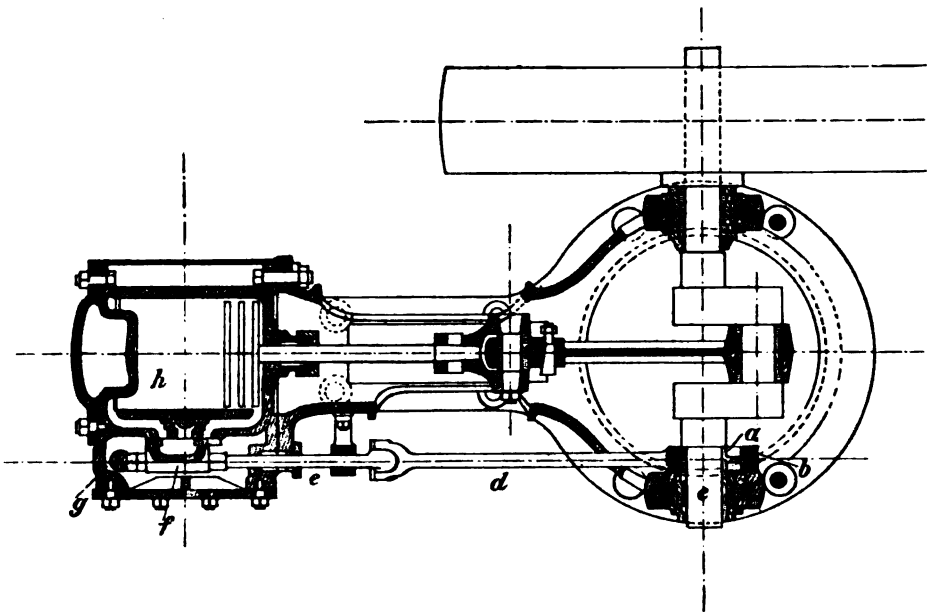


Fig. 75.

Exzentrizität, von der Wellenmitte entfernt ist und sonach bei der Drehung der Welle einen Kreis beschreibt. Hierdurch wird der die Scheibe drehbar umschließende Exzenterring b, die Exzenterstange d und der durch die Stange e angeschlossene Schieber f in Richtung der Zilinderachse hin und her bewegt, wodurch der Dampf bald links bald rechts aus dem mit dem Dampfkessel verbundenen Schieberkasten g in den Zilinder h treten, der Abdampf aber in den Hohlraum des Schiebers und von hier nach dem Auslaßrohr gelangen kann.

Zur Darstellung des Bewegungsgesetzes für die Schieberbewegung bedient man sich in der Maschinenlehre der sogenannten Schieberdiagramme, welche von Müller, Zeuner, Reuleaux und anderen ausgebildet wurden. Hier möge das Müller'sche Diagramm seiner Klarheit und Einfachheit wegen benutzt werden.

In Figur 76 stelle O K die Lage der Maschinenkurbel im linken Todpunkt dar. G sei der Kreuzkopfzapfen oder Gleitzapfen in dieser Stellung, sonach K G die Länge der Pleuelstange. Theilen wir den Durchmesser K O K^1 in 10 gleiche Theile und ziehen durch die Theilpunkte Kreise mit K G als Halbmesser, so schneiden diese Kreise den Kurbelkreis in den Punkten 1, 2, 3 .... 9 oberhalb und in den Punkten I, II, III ....

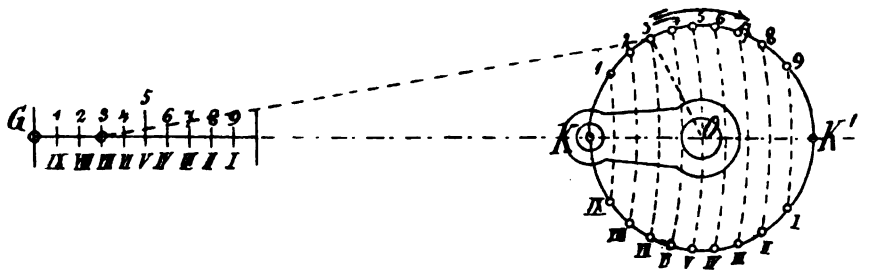


Fig. 76.

IX unterhalb des Durchmeſſers K K^1, welche diejenigen Kurbelſtellungen bezeichnen, in denen der Kurbelzapfen ſich befindet, wenn bei der Drehung im Sinne des Pfeiles der Kolben das erſte, zweite, dritte ꝛc. Zehntel ſeines Weges zurückgelegt hat. Je länger die Pleuelſtange im Verhältniß zur Kurbel iſt, um ſo mehr nähern ſich die Kreisbogen einer ſenkrechten Geraden.

Um die Kurbellage O K, in welcher Pleuelſtange und Kurbel einen geſtreckten Winkel = 180^0 einſchließen, unabhängig von der zufälligen Darſtellung auf dem Papier bezeichnen zu können, wollen wir ſie die geſtreckte Todtlage oder kurz Strecklage nennen, die um 180^0 davon verſchiedene, bei welcher ſich die beiden Theile überdecken, aber Decklage. Dieſe Bezeichnungen ſollen auch für die gleichzeitigen Lagen anderer Maſchinentheile benützt werden, ſodaß alſo jeder Theil ſich in der Strecklage befindet, wenn die Maſchine in dem entſprechenden Todpunkt ſteht. Die Ziffernfolge 1, 2, 3 .... u. ſ. f. wollen wir Kolbenweg-Theilung des Kurbelkreiſes nennen.

In Figur 77, welche die Kurbel in der vierfachen Größe von Figur 76 zeigt, ſei nun weiter E die Strecklage des Exzenter-Mittelpunkts, d. i. die Lage dieſes Punktes, während ſich die Kurbel in der Strecklage befindet. Auf dem durch E gehenden Kreis findet ſich dieſelbe Theilung wieder wie in Figur 76 auf dem Kurbelkreis. Wir nennen ſie Kolbenwegtheilung des Exzenterkreiſes. Wie die Kolbenwegtheilung des Kurbelkreiſes von der Strecklage der Kurbel, ſo geht die entſprechende Theilung des Exzenterkreiſes von der Strecklage des Exzentermittelpunktes als Nullpunkt aus; die beiden Theilungen ſind alſo um denſelben Winkel gegen einander verdreht, welchen die Kurbel mit der Exzentrizität bildet, d. i. 90 ^{0} plus einen ſpitzen Winkel, den man Voreilwinkel nennt. Man wird nun leicht bemerken, daß die Lage des Punktes E gegenüber der Mittellinie M M einen Anhalt für die Beurtheilung der jeweiligen Stellung des Schiebers giebt, der mit E durch

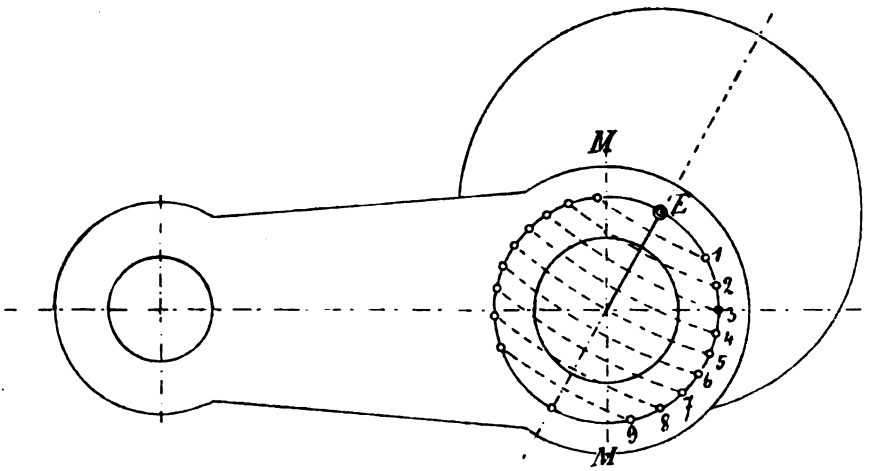


Fig. 77.

eine feste Stange verbunden gedacht werden kann. Liegt nämlich der Exzentermittelpunkt in M M, so wird sich der Schieber in seiner Mittelstellung befinden, während bei jeder anderen Lage die Entfernung von M M nach links oder rechts gleichzeitig mit großer Annäherung*) den Abstand des Schiebers aus seiner Mittelstellung bedeutet. Mit Hülfe der Kolbenwegtheilung des Exzenterkreises kann man nun sogleich sehen, in welchen Lagen sich der Schieber bei den verschiedenen Zehnteln des Kolbenweges befindet. Für die Beurtheilung der Wirkung des Schiebers ist natürlich die jeweilige Stellung der sogenannten abschließenden Kanten gegenüber den ruhenden Kanten der Kanäle im Schieberspiegel von besonderer Wichtigkeit. In Figur 78 ist deshalb unter jede der abschließenden Kanten ein Exzenterkreis mit Kolbenweg-Theilung so gezeichnet, daß der Kreismittelpunkt unter der Mittelstellung der betreffenden Kante liegt. Verfolgt man zunächst den zur linken Außenkante gehörigen Kreis, so bemerkt man, daß im Punkte E, d. i. in der Strecklage der Maschine, die Kanalkanten sich bereits etwas von einander entfernt und den Kanal um eine Spaltbreite geöffnet haben, welche man lineare Voreilung oder Voröffnung nennt. In dieser Stellung ist der Schieber noch punktirt eingezeichnet und erleichtert im Hinblick auf den im Grundriß gezeichneten Schieberspiegel die Vorstellung. Die Kanal-Oeffnung wächst bis zum Punkte a, in welchem der Kanal ganz geöffnet ist, bleibt bis zum

*) Ganz genau deshalb nicht, weil die Exzenterstange wohl im Verhältniß zur Exzentrizität ziemlich lang, jedoch nicht unendlich lang ist.

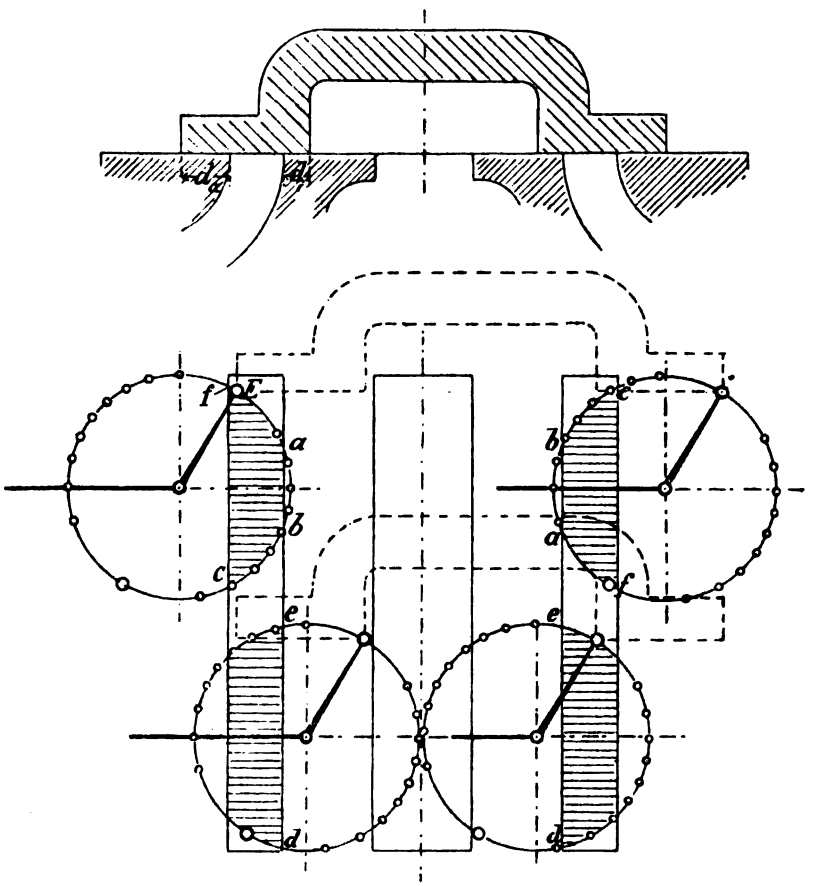


Fig. 78.

Punkte b unverändert, nimmt dann wieder ab und verschwindet im Punkt c. In dieser Stellung beginnt die Expansion, welche sich bis zum Beginn der Ausströmung fortsetzt.

Dieser Moment kennzeichnet sich auf dem zur linken Innenkante gehörigen Kreis als Durchschnittspunkt d zwischen dem Kreis und der Kanalkante und erfolgt nach Ausweis der Kolbenwegtheilung kurz vor Ende des Kolbenweges. Derselbe Kreis zeigt sodann den Kanal nach der Muschel zu geöffnet, auch während des Kolbenrückganges bis zum Punkt e, wo der zweite Schnitt zwischen Kreis und Kanalkante den Abschluß des Ausström-

kanales und damit den Beginn der Kompreſſion anzeigt. Dieſe dauert nun bis zum Beginn der Einſtrömung, welche an dem erſten Kreis in Punkt f kurz vor der Strecklage als Schnitt zwiſchen Kreis und Kanalkante erſichtlich iſt, und damit iſt die Reihenfolge der bemerkenswerthen Stellungen beendet. Ebenſo wie für den linken Kanal die linken Kreiſe, ſo zeigen für den rechten Kanal die rechten Kreiſe den Verlauf der Steuerung, und entſprechende Punkte ſind mit gleichen Buchſtaben bezeichnet. Vergleicht man aber die Wirkung auf beiden Seiten, ſo zeigen ſich nicht unerhebliche Unterſchiede. Insbeſondere bemerkt man, daß rechts die Expanſion nach dem achten Zehntel, links dagegen zwiſchen dem ſiebenten und achten Zentel des Kolbenweges beginnt. Auch die Kompreſſion iſt verſchieden. Dieſe Ungleichmäßigkeiten ſind um ſo geringer, je länger die Pleuelſtange verhältnismäßig iſt; man kann ſie aber bei Maſchinen mit einfachem Schieber nicht vollſtändig vermeiden.

Während die Exzentrizität ſenkrecht, der Schieber alſo in ſeiner Mittelſtellung ſteht, ſind beide Kanäle ſowohl für Ein- wie für Ausſtrömung geſchloſſen. Das Maaß, um welches ſich der Schieber aus der Mittelſtellung bewegen muß bis zum Beginn der Einſtrömung oder Ausſtrömung, nennt man äußere, bezw. innere Deckung. In Figur 78 ſind dieſe Längen mit d_a und d_i bezeichnet. Je größer der Voreilwinkel iſt, um ſo größer müſſen die Deckungen ſein, und um ſo größer werden auch die Expanſions- und Kompreſſionswege.

Eine Füllung, welche man noch ganz ohne Schwierigkeit mit einem einfachen Muſchelſchieber erreichen kann, iſt 1/2. Geht man weiter, z. B. bis 1/3, ſo wird entweder die Kompreſſion unerwünſcht groß, oder die Vorausſtrömung zu ſtark; auch wird wegen der großen Deckungen und Schieberwege der Arbeitsaufwand zur Bewegung der Schieber ſo bedeutend, daß dieſe Steuerung dann nicht mehr zweckmäßig genannt werden kann.

Für kleinere Füllungen iſt daher die Anwendung von 2 Schiebern zweckmäßiger, welche ſich in die verſchiedenen Aufgaben theilen, meiſt in der Weiſe, daß der eine Schieber den Ein- nnd Auslaß des Dampfes, ein zweiter die Unterbrechung des Einlaſſes bei Beginn der Expanſion bewirkt. Man nennt den erſten Schieber Grund- oder Vertheilungsſchieber, den zweiten Expanſionsſchieber.

Eine der gebräuchlichſten Steuerungen dieſer Art iſt diejenige von J. J. Meyer in Mülhauſen i. E., bekannt unter den Namen der Meyer'ſchen Steuerung. Eine Abbildung derſelben zeigt Figur 79.

Grundſchieber a und Expanſionsſchieber b erhalten ihre Bewegung durch je ein Exzenter. Das Grundſchieber-Exzenter geht der Kurbel um etwa $90 + 20^0$ bis $90 + 30^0$, das Expanſionsexzenter dem Grunderzenter

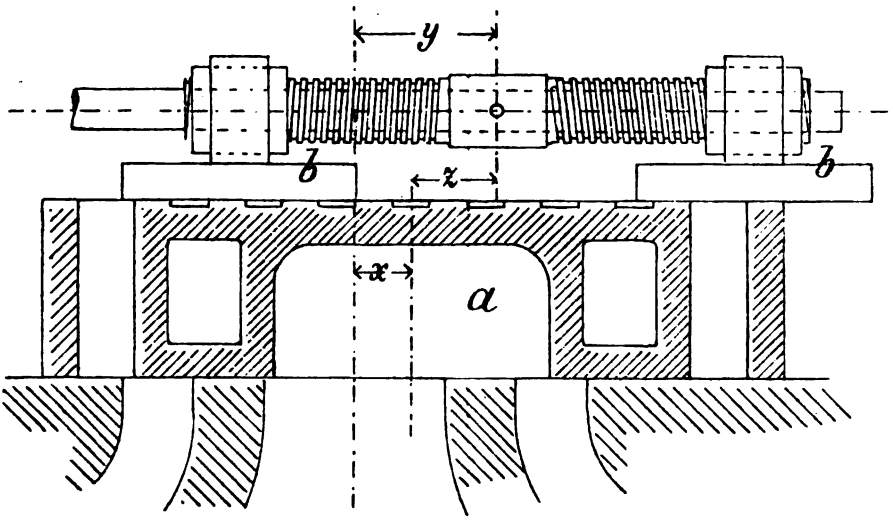


Fig. 79.

um etwa 50 bis 60° voraus. Der Grundschieber gleicht in dem mittleren Theil zwischen den Kanälen ganz dem gewöhnlichen Muschelschieber und wirkt auch wie dieser. Die Kanäle im Grundschieber können jedoch durch die beiden Platten des Expansionsschiebers gedeckt werden, sodaß die Dampfeinströmung hierdurch früher unterbrochen werden kann, als es durch den Grundschieber geschieht. Der Zeitpunkt, in welchem ein Kanal gedeckt und damit die Expansion eingeleitet wird, hängt weiter noch von der Entfernung der beiden Platten ab, welche sich wie ersichtlich durch Drehung der Expansionsschieberstange verändern läßt, sofern diese mit den Platten durch Schrauben mit rechtem bezw. linkem Gewinde verbunden ist. Ist die Entfernung der Platten groß, so findet der Abschluß früher statt, als wenn sie klein ist. Die Drehung der Stange kann von außen während des Ganges der Maschine mit einem Handrädchen vorgenommen werden, sodaß man jederzeit auch bei veränderlicher Beanspruchung die Maschinenleistung durch den Expansionsgrad passend einstellen kann. Zur Darstellung des Bewegungszusammenhanges können wir uns auch hier des Müller'schen Diagrammes bedienen, doch dürfen wir uns dabei auf die Veranschaulichung der Bewegung des Expansionsschiebers gegenüber dem Grundschieber beschränken, da die Grundschieberbewegung gegenüber der einfachen Schiebersteuerung nichts Neues bietet.

In Figur 80 ist die Dampfmaschinenkurbel O K, die Grunderzentrizität

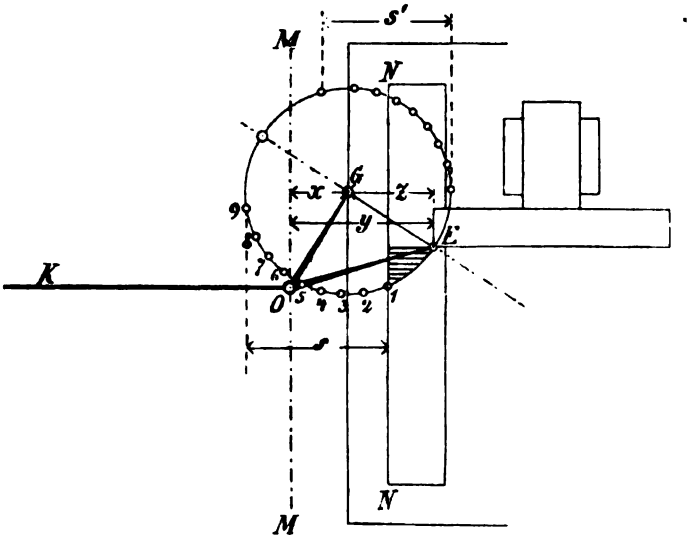


Fig. 80.

O G und die Expansions-Exzentrizität O E als geometrische Figur und zwar in der Strecklage dargestellt. Dreht sich diese Figur um O, so werden wie vorhin die jeweiligen Entfernungen der Punkte G und E von der senkrechten Mittellinie M M die Lagen der Schieber gegenüber ihrer mittleren Stellung erkennen lassen. Von dieser wahren Bewegung ist jedoch zu unterscheiden die scheinbare oder Relativbewegung zwischen Expansions- und Grundschieber, welche man kennen muß, um den Abschluß der Kanäle im Grundschieber durch die Expansionsplatten beurtheilen zu können. Auch diese läßt sich in einfacher Weise darstellen.

Denken wir uns den Grundschieber in der gezeichneten Weise mit G verbunden, so wird auch die obere Kanalkante N N sich offenbar ebenso bewegen wie die unteren Kanalkanten im Grundschieber. Ist nun in der Strecklage x die wirkliche Verschiebung des Grundschiebers, y die wirkliche Verschiebung des Expansionsschiebers, so ist offenbar y — x die gegenseitige Verschiebung zwischen den beiden Schiebern, eine Größe, welche in der Figur mit z bezeichnet ist. Während der Drehung der Figur um O beschreibt auch E einen Kreis um G. Dieser Kreis, welcher selbst wieder an der Bewegung des Punktes G theilnimmt, ist in

Figur 80 dargeſtellt. Er wird natürlich mit derſelben Geſchwindigkeit wie die ganze Figur durchlaufen, und es wird daher der Halbmeſſer G E bei Ausführung der nach einander folgenden Zehntel des Kolbenweges ſich um dieſelben Winkel von ſeiner Strecklage entfernen wie die Kurbel.

Sonach giebt die auf dieſem Kreiſe angebrachte und von E ausgehende Kolbenwegtheilung das Mittel, für jede Kolbenſtellung die Richtung der Linie G E als G 1, G 2, G 3 ꝛc., ſowie durch die Abſtände der Punkte 1, 2, 3 ... von N N die Entfernung der Expanſionsſchieberkante von der oberen Grundſchieberkante d. h. im Allgemeinen die Kanalöffnung zu finden. Denken wir uns die abſchließende Kante N N durch G gelegt, ſo iſt die Kanalöffnung gleich z, und man ſieht, daß die Expanſion beginnt, wenn z = 0 wird, die Kante alſo in die Mittelſtellung kommt. Soll der Abſchluß eher erfolgen, ſo muß die abſchließende Kante N N ſchon in der Strecklage weiter rechts liegen. Je nachdem alſo die Füllung in 1, 2, 3, 4 .... zu Ende ſein ſoll, ziehen wir die Durchlaßkanal-Kante N N durch den Theilpunkt 1, 2, 3, 4 ꝛc. In Wirklichkeit würde dies eine Veränderung der Lage der oberen Kanten des Grundſchiebers gegenüber der Mittellinie dieſes Schiebers bedeuten, was ſich ohne gleichzeitige Aenderung der unteren Kanten nicht leicht ausführen läßt. Man erreicht nun dasſelbe, indem man den Expanſionsſchieber entgegengeſetzt ändert, und es können die Aenderungsbeträge aus dem Diagramm entnommen werden. Während die Punkte 1, 2, 3 ꝛc. die Verſchiebungsmaße für die eine Schieberplatte geben, finden ſich dieſe für die andere Platte durch die Punkte des anderen Halbkreiſes. Auch hier zeigt ſich wie beim einfachen Schieber, daß die Platten nicht ganz ſimmetriſch gegen eine Mittellinie verſchoben werden dürfen, wenn die beiderſeitigen Füllungen genau gleich werden ſollen. In der Regel begnügt man ſich damit, die gleiche Füllung für den am meiſten zu gebrauchenden Zuſtand, die Normalleiſtung der Maſchine, einzuſtellen und für größere oder kleinere Leiſtungen geringe Verſchiedenheiten in den Füllungen zu geſtatten. Andernfalles könnte nicht die ſehr einfache Schraube zur Verſtellung dienen. Die Meyer'ſche Steuerung hat den großen Vorzug, daß ſie eine Veränderung der Füllung innerhalb ſehr weiter Grenzen, wenn nöthig von 0,0 bis 0,9, geſtattet und daß ſie leicht im ordnungsmäßigen Zuſtand erhalten werden kann, da ſie nur aus Flachſchiebern beſteht. Ihr einziger Mangel beſteht darin, daß ſie nicht ſo leicht durch einen Geſchwindigkeitsregulator verſtellt werden kann wie manche neuere Steuerungen. Für die Zuckerfabriken iſt ſie für ſolche Maſchinen ſehr zu empfehlen, bei denen die Kraft ſich nicht plötzlich weſentlich ändert.

Aus der Meyer'ſchen Steuerung haben ſich manche Abarten entwickelt,

bei denen die Einwirkung des Regulators auf den Füllungsgrad leichter vor ſich geht. Hierher gehören beſonders die Rider-Steuerung, die Guhrauer-Steuerung, ſowie die Meyer-Steuerung mit getrennten Stangen für den Antrieb der Expanſionsplatten.

Der urſprünglichen Konſtruktion am ähnlichſten iſt die Guhrauer Steuerung. Denkt man ſich das Rechts- und Linksgewinde, durch welches die Expanſionsſchieberſtange mit den beiden Schieberplatten verbunden iſt, weſentlich gröber und ſteiler ausgeführt, ſo wird bereits eine Theilumdrehung der Stange zur Ausführung der ganzen Verſtellung genügen. Um den hierbei ſtattfindenden Widerſtand möglichſt zu vermindern, iſt ferner in dem Gewinde ein beträchtlicher todter Gang (Spielraum) eingeführt, ſo daß jedesmal nach der Rückkehr der Schieberſtange dieſe während eines gewiſſen Zeittheiles von dem Widerſtand des Schiebers völlig befreit iſt und daher durch den Regulator leicht gedreht werden kann. Begreiflicher Weiſe muß dieſe Antriebsart ein merkbares Klappern in den Anſchlagmomenten hervorrufen und deshalb iſt die Steuerung für große Geſchwindigkeiten nicht geeignet.

Anders die Rider-Steuerung. Hier ſteht der Expanſionsſchieber mit der Schieberſtange in feſter Verbindung und iſt, wie Figur 81 zeigt, ſelbſt

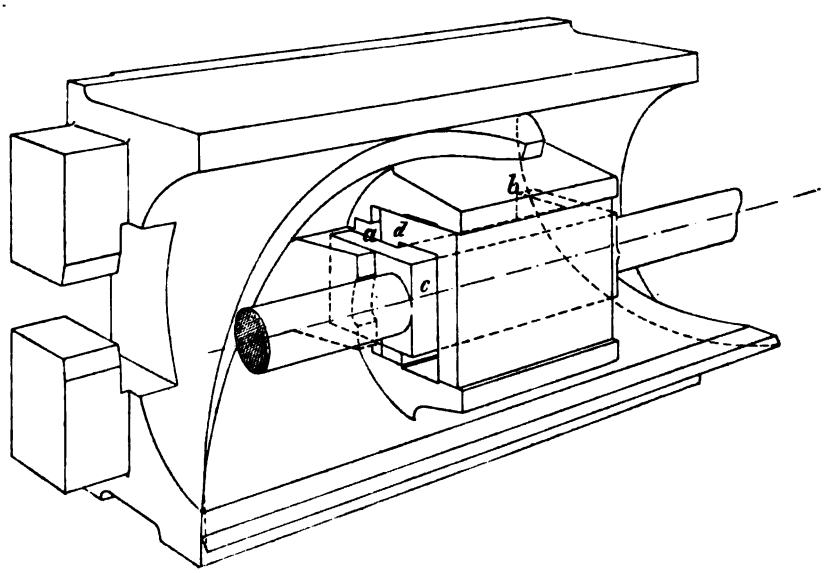


Fig. 81.

als ſchraubenförmig begrenzter Zilinder geſtaltet, der ſich auf der hohlzilindriſchen Oberfläche des Grundſchiebers Figur 82 ſowohl mit den eben-

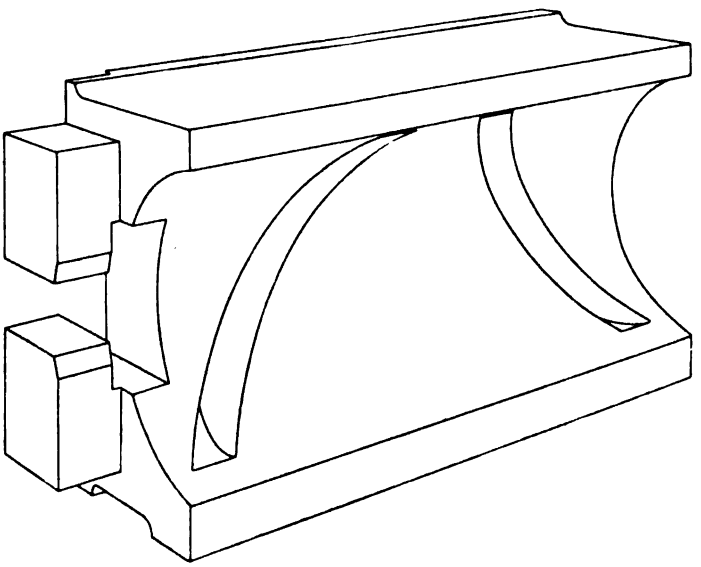


Fig. 82.

falls ſchraubenförmigen Kanalmündungen in der Achſenrichtung verſchieben, als auch drehen kann. Die Drehung und damit die Veränderung des Füllungsgrades erfolgt vom Regulator aus, die Verſchiebung durch das Expanſionsexzenter. Dieſe Steuerung iſt ſeit nahezu 20 Jahren bekannt und hat ſich beſonders während der letzten 10 Jahre ſehr verbreitet. Die ganze Anordnung bringt es mit ſich, daß ſchon die geringſte Geſchwindigkeitsänderung eine Verſtellung zur Folge hat, welche um ſo ſchneller vor ſich geht, je mehr Energie der Regulator zu entwickeln vermag. Die Doppelbewegung des Expanſionsſchiebers hat eine ſehr gleichmäßige Abnützung zur Folge, ſodaß die Gleitfläche gut dicht hält und ſelten Nacharbeit nöthig wird. Die hier vorgeführte Verbindung zwiſchen der Expanſionsſchieberſtange und dem Schieber ſelbſt iſt eine Konſtruktion des Ingenieurs Geißler der Maſchinenfabrik J. S. Fries in Frankfurt a. M. Durch die Vorſprünge a und b nimmt die Schieberſtange den Schieber in der Längsrichtung mit, während das rechteckige Stück c mittelſt des Parallelſtückes d die Drehung überträgt, doch ſo, daß der Schieber nicht ganz genau dieſelbe geometriſche Achſe haben muß, wie die Schieberſtange, daß alſo auch bei eintretender Abnützung keine gegenſeitige Störung der beiden Theile zu befürchten iſt. Der kleine Mechanis-

mus iſt eine beſondere Ausführungsweiſe der bekannten Oldham'ſchen Kuppelung für nicht konachſiale Wellen.

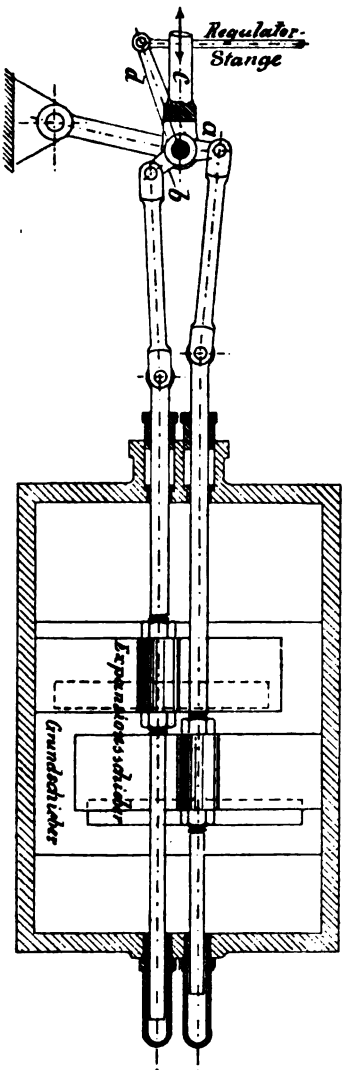


Fig. 83.

Eine Darſtellung der Steuerung mit getrenntem Antrieb der beiden Expanſionsplatten zeigt Figur 83 und zwar in der Ausbildung, daß die beiderſeitigen Füllungen ſehr nahe gleich groß bleiben auch bei beträchtlicher Abweichung von der normalen Füllung. Erreicht wird dies durch die Stellung der beiden Antriebhebel a und b, welche einen ſtumpfen Winkel mit einander bilden. Das Expanſionsexzenter wirkt durch die Stange c zunächſt auf die Achſe dieſes Doppelhebels, und wenn dieſe ſich nicht drehen könnte, ſo würden beide Schieberplatten genau dieſelbe Bewegung erhalten. Durch den Winkelarm d wird jedoch durch Einfluß des Regulators auch das Hebelpaar a, b mehr oder weniger gedreht, wodurch die Schieberplatten nach innen oder nach außen bewegt werden. Dieſe Bewegungen würden gleich groß ausfallen wie bei der Meyer'ſchen Steuerung, wenn die beiden Hebel um 180^0 geſtellt wären. Durch die Annahme eines kleineren Winkels kann man das Bewegungsgeſetz in ſolcher Weiſe ändern, daß hierdurch die von der endlichen Länge der Pleuelſtange herrührenden Ungleichmäßigkeiten nahezu ausgeglichen werden. —

Obgleich für die Dampfmaſchinen der Zuckerfabriken kaum ein hinreichender Grund vorhanden iſt, die ſehr bewährten Schieberſteuerungen durch Hahn- oder Ventilſteuerungen zu erſetzen, ſo können wir dieſe Steuerungsarten doch nicht ganz übergehen.

Die Hahn- oder richtiger Drehſchieberſteuerungen ſind durch den Amerikaner Corliß eingeführt worden und ſind für Dampfmaſchinen erſter Klaſſe,

d. h. ſolche mit denkbar geringſtem Dampfverbrauch, auch heute noch viel in Gebrauch, beſonders in England, Belgien und Frankreich, während ſie in Deutſchland und der Schweiz, zum Theil auch in Oeſterreich, durch die Ventilſteuerungen verdrängt worden ſind oder noch werden. Corliß erſetzte die im Schieberſpiegel der gewöhnlichen Schiebermaſchine mündenden Kanäle durch 4 kurze Kanäle, 2 Einlaß- und 2 Auslaßkanäle, von denen jeder einen beſonderen Drehſchieber als Abſchluß erhielt. So gelang es, die ſchädlichen Räume weſentlich zu vermindern und die gegenſeitig unabhängigen Drehſchieber genau ſo zu bewegen, wie es zur vollkommenen Steuerung der Maſchine nothwendig war. Gleichzeitig wurde ein überaus einfaches und vollkommenes Mittel gefunden, den Regulator auf den Füllungsgrad wirken zu laſſen. Dasſelbe bewährte ſich ſo gut, daß es ſehr bald auch für andere Abſchlußmittel, Flachſchieber und Ventile, zur Verwendung kam und ſogar zur kennzeichnenden Eigenthümlichkeit einer beſonderen Klaſſe von Steuerungen wurde, die man, zumeiſt der Reklame wegen, als Präziſions-Steuerungen bezeichnete.

Nach einer beſonderen Ausführung der Corliß-Maſchine, welche in Deutſchland große Verbreitung gefunden hat, iſt das ſoeben erwähnte Mittel in Figur 84 ſchematiſch dargeſtellt.

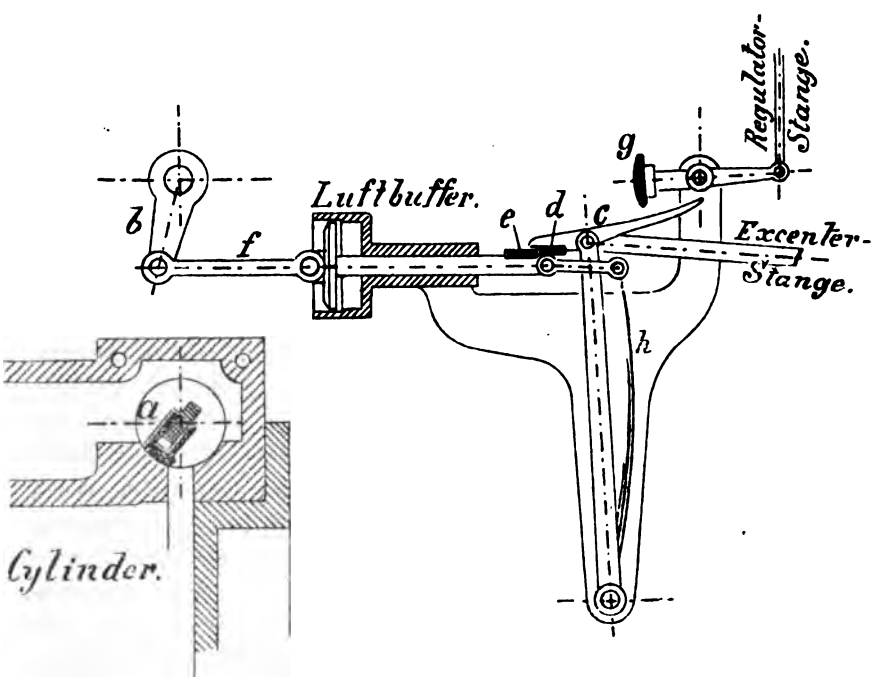


Fig. 84.

Während a den einen Drehschieber für den Dampfeinlaß in geöffnetem Zustand im Schnitt zeigt, stellt b den auf der Achse der flachen Drehspindel außerhalb des Dampfraumes sitzenden Hebel dar, durch welchen die Bewegung des Schiebers erfolgt. Dieser empfängt seinen Antrieb von der Exzenterstange aus durch die Klinke c mit der daran befestigten Stahlplatte d, welche auf die an der Bufferstange sitzende Stahlplatte e wirkt, wenn sie sich nach links bewegt. Hierbei wird durch die Koppel f der Hebel b mitgenommen und der Schieber a geöffnet. In einer bestimmten Stellung trifft jedoch die Klinke c an die vom Regulator eingestellte Auslöseplatte g, wodurch die Stahlplatte d gehoben und die fernere Druckübertragung auf den Hebel b unmöglich gemacht wird. In demselben Augenblick wird der Hebel durch die Kraft der vorher gespannten Feder h nach rechts bewegt und damit der Schieber geschlossen, wobei der Luftbuffer die wurfartig bewegten Massen nach erfolgtem Kanalschluß stoßfrei zur Ruhe bringt.

Allgemein ausgedrückt besteht die Eigenthümlichkeit der Corliß-Steuerung in dem Zusammenwirken zweier Mechanismen, von denen der eine zwangläufig das Oeffnen, der andere wurfartig oder freigängig den Schluß des Einlaßkanales bewirkt, sowie einer Auslösung, welche je nach Stellung des Regulators früher oder später den Schlußmechanismus zur Wirkung kommen läßt und hierdurch den Füllungsgrad bestimmt.

Es giebt nun außerordentlich viele mehr oder weniger geschickte Möglichkeiten, die eben geschilderte Ablösung zwischen der zwangläufigen Oeffnung und der freigängigen Schlußbewegung durch äußerlich verschiedene Mittel zu bewirken. So ist auch die Zahl der verschieden benannten und patentirt gewesenen Corliß-Nachahmungen eine beträchtliche.

Die Bewegung der Auslaßschieber macht weniger Schwierigkeiten, da hier im Allgemeinen keine Veränderung erforderlich ist. Man kann daher die Hebel der Drehschieber mit einer Exzenterstange in direkte oder wenigstens in unveränderlich durch andere Zwischentheile vermittelte Verbindung bringen.

Die heutigen Ventilmaschinen danken ihre zum Theil sehr vollendete Durchbildung besonders der Firma Gebrüder Sulzer in Winterthur. Als Abschlußmittel dienen hier sogenannte Doppelsitzventile, welche durch Federn auf ihren Sitz gedrückt und durch Exzenter, Stangen und Hebel gehoben werden.. Wie bei der Corliß-Maschine sind 2 Einström- und 2 Auslaßventile vorhanden, erstere über, letztere unter dem Zilinder. Die Doppelsitzventile bedürfen nur geringer Kraft zum Heben und können nicht durch den Druck des darunter befindlichen Dampfes gehoben werden. Sie geben daher selbst dann nicht nach, wenn beträchtliche Wassermengen im Zilinder eingeschlossen sind, welche in den schädlichen Räumen bis zur Absprengung

des Zilinderdeckels gedrückt werden. Um dergleichen Uebelstände zu vermeiden, sind daher bei Ventilmaschinen kleine mit Feder belastete Sicherheitsventile nöthig, welche bei Schiebersteuerungen entbehrt werden können, da die Schieber meist so angeordnet sind, daß sie sich unter zu starkem Druck etwas heben und das Wasser herauslassen.

Die Ventile sind meist aus Gußeisen. Auch der Ventilsitz ist aus demselben Metall, damit nicht infolge verschiedener Wärmedehnung Undichtheiten entstehen. Der Bewegungsmechanismus der Sulzer'schen Ventilsteuerung ist aus Figur 85 bis 87 ersichtlich. A ist die sogenannte Steuerwelle, welche mit derselben Geschwindigkeit bewegt wird, wie die Hauptwelle der Maschine. Auf der Steuerwelle sitzen zwei exzentrische Scheiben B, von denen nur eine sichtbar ist. Die Exzenterstange ist am oberen Endpunkte durch die Schwinge C auf einem Kreisbogen geführt und trägt um den Endzapfen drehbar eine winkelförmige Druckklinke D, welche mit dem unteren Ende auf den Ventilhebel E wirkt, während das linke Ende durch die Zugstange F bewegt wird. Man bemerkt leicht, daß ein Zug an dieser Stange den Winkelhebel D soweit drehen kann, daß die Druckklinke den Ventithebel nicht mehr mitnimmt, das Einströmventil sich also schließt. Dieser Zug wird ebenfalls vom Exzenter durch die Stange F und den Winkelhebel G vollführt, jedoch, da der Punkt 1 des Winkelhebels nicht fest, sondern selbst wieder durch die kleine Schwinge H beweglich ist, um so früher, je weiter diese Schwinge nach rechts gedreht wird, was durch den nicht gezeichneten Regulator geschieht.

Die Bewegung der Auslaßventile erfolgt durch Hebedaumen I, welche in Fig. 87 besonders dargestellt sind. Während des Ganges ist diese Bewegung nicht veränderlich, doch ist die Einrichtung getroffen, die Hubdauer behufs verschiedener Einstellung der Kompression verändern zu können. Hierzu dient eine Nebenscheibe, welche ebenso geformt ist wie der Hebedaumen und mit diesem nach erfolgter Einstellung durch eine Schraube fest verbunden wird (s. Fig. 86 und 87).

Die Sulzer'sche Ventilsteuerung ist ebenfalls in der verschiedensten Abänderung zur Ausführung gelangt, jedoch durch andere Ventilsteuerungen bis jetzt noch nicht übertroffen worden. Es entspricht daher nicht dem Zweck dieses Buches, auf die zahlreichen Abänderungen hier näher einzugehen.

XI. Der Regulator.

Von dem Regulator ist schon mehrfach die Rede gewesen, und als bekannt kann daher gelten, daß der Regulator die Aufgabe hat, die Geschwindigkeit der Maschine zwischen bestimmten Grenzen zu halten, deren Unterschied von dem besonderen Betriebszweck abhängt. Ist n_2 die größte,

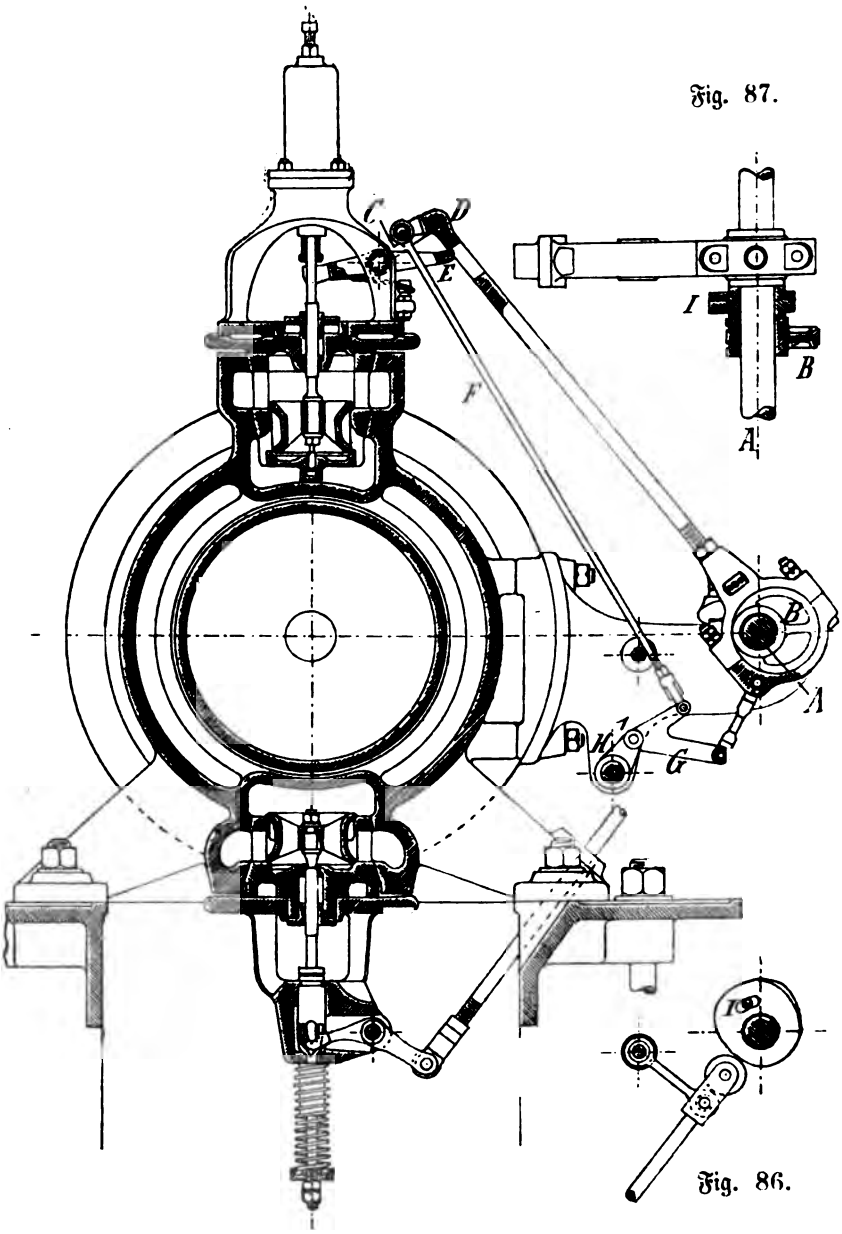


Fig. 87.

Fig. 86.

Fig. 85.

n_1 die kleinſte Umlaufzahl in der Minute, ſo nennt man das Verhältniß der Differenz $n_2 - n_1$ zu dem Mittelwerth $\frac{n_1 + n_2}{2}$ den Ungleichförmigkeitsgrad. Bezeichnen wir dieſelbe mit u, ſo iſt

$$u = 2 \cdot \frac{n_2 - n_1}{n_1 + n_2}$$

Für ſehr viele Fabrikationszweige braucht u nicht kleiner zu ſein als 0,05, und auch für Zuckerfabriken iſt in der Regel eine größere Gleichförmigkeit nicht erforderlich. Nur Maſchinen für elektriſche Beleuchtung müſſen ſchärferen Anforderungen genügen, etwa $u = 0{,}01$ bis $0{,}02$.

Die an Dampfmaſchinen gebräuchlichen Regulatoren ſind faſt immer Zentrifugal- oder Schwungkugelregulatoren, deren Grundform von James Watt herrührt. Manche Fabriken wenden ſogar den urſprünglichen Watt'ſchen Regulator noch heute an, und mit Recht, da man bei richtiger Abmeſſung dieſelbe Wirkung damit erzielen kann wie mit neueren Konſtruktionen. Die Wirkung aller Schwungregulatoren beruht auf der Abhängigkeit zwiſchen der Zentrifugal- oder Fliehkraft einer umlaufenden Maſſe, von der Drehgeſchwindigkeit und von dem Abſtand der Maſſe von der Achſe.

Iſt G das Gewicht einer Schwung-Kugel in kg,
g die Beſchleunigung der Schwere (9,81 m),
r der Abſtand des Kugelmittelpunktes von der Achſe,
n die Umlaufzahl in der Minute,

ſo iſt die Fliehkraft

$$F = \left(\frac{\pi}{30}\, n\right)^2 \cdot \frac{G}{g}\, r = 0{,}001118\ G\ r\ n^2 \text{ in kg}$$

Dieſer Fliehkraft muß, damit Gleichgewicht beſteht, eine ebenſo große Kraft entgegenwirken, entweder die Kraft einer Feder oder eines Gewichtes. Die Größe dieſer Kraft muß ebenfalls von r abhängig, für jeden Werth von r aber beſtimmt ſein.

Iſt nun Gleichgewicht bei einer beſtimmten Geſchwindigkeit n eingetreten, ſo wird, wenn ſich n hierauf ändert, das Gleichgewicht geſtört, da mit n ſich auch F ändert, die eben erwähnte Gegenkraft aber konſtant bleiben. Infolge deſſen ſucht ſich der Regulator in eine neue Gleichgewichtslage zu bewegen, welche, wenn überhaupt, nur bei einer andern Entfernung r von der Drehachſe ſtattfinden kann. Die Kraft, mit welcher der Regulator dieſer neuen Lage zuſtrebt, nennt man Energie. Je größer dieſelbe iſt, um ſo leichter wird der Regulator im Stande ſein, die Einwirkung auf die Steuerung zu vollziehen, durch welche er weitere Beſchleunigung verhindern oder die bereits eingetretene wieder aufheben ſoll.

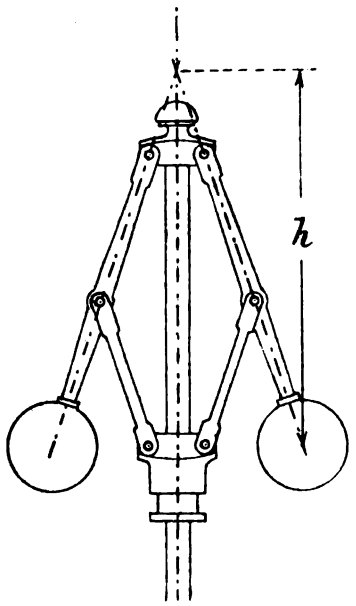


Fig. 88.

Der Zuſammenhang ſoll an einigen Beiſpielen gezeigt werden. Fig. 88 zeigt den Watt'ſchen Regulator. Sieht man vom Gewicht der Stangen ab, ſo findet man die Umlaufzahl aus der einfachen Formel

$$n = \sqrt{\frac{894}{h}}$$

wenn h das in Fig. 88 eingeſchriebene Maaß in Millimeter bedeutet. Iſt nun h_1 der größte mögliche Werth für h und h_2 der kleinſte, ſo ſind die entſprechenden Geſchwindigkeiten

$$n_1 = \sqrt{\frac{894}{h_1}} \qquad n_2 = \sqrt{\frac{894}{h_2}}$$

und ſonach der Ungleichförmigkeitsgrad

$$u = 2\,\frac{\sqrt{\frac{h_1}{h_2}} - 1}{\sqrt{\frac{h_1}{h_2}} + 1}\,.$$

Iſt z. B. $h_1 = 1{,}05\ h_2$ ſo wird $u = 0{,}049$

$h_1 = 1{,}1\ h_2$ „ „ $u = 0{,}095$.

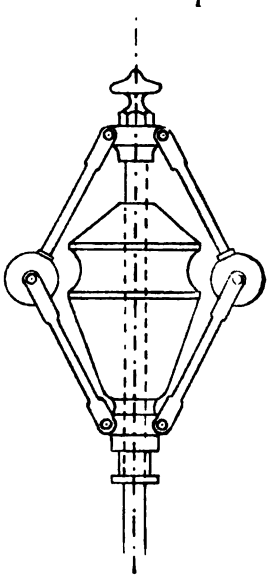


Fig. 89.

Man erkennt ſchon aus dieſen Beiſpielen, daß noch viel kleinere Ungleichförmigkeiten durch den Watt'ſchen Regulator erreichbar ſind, nur muß der Ausſchlag klein oder die Armlänge recht groß genommen werden.

Im erſten Falle bleibt auch das Arbeitsvermögen des Regulators gering, im zweiten bekommt der Regulator unbequeme Verhältniſſe. Dieſe beiden Umſtände allein ſind es, welche zur Konſtruktion und Anwendung anderer Regulatorſiſteme einen verſtändlichen Grund abgeben.

Recht einfach und zweckmäßig iſt der Porter'ſche Regulator Figur 89.

Auf die Beſprechung der ſehr zahlreichen anderen Regulatorkonſtruktionen kann hier nicht näher eingegangen werden. Nur im Allgemeinen ſei noch erwähnt, daß neuerdings Federregulatoren

sehr in Aufnahme kommen, bei denen eine Feder der Zentrifugalkraft das Gleichgewicht hält, und daß diese Regulatoren auch häufig im Schwungrad der Maschine untergebracht werden.

Bei kleineren Maschinen findet man noch heute die früher allgemein übliche Einwirkung des Regulators auf die Drosselklappe, oder ein anderes Drosselventil, durch welches die Volldruckspannung gegenüber der Kesselspannung erniedrigt wird. Ist auch diese Art der Regulirung weniger vorteilhaft als die durch Aenderung der Füllung, so ist sie doch der großen Einfachheit wegen oft genug zu empfehlen, besonders, wenn die Veränderungen des Widerstandes nicht sehr groß sind, oder wenn von Zeit zu Zeit noch von Hand die Füllung verstellt wird, etwa bei der Meyer'schen Steuerung.

XII. Das Schwungrad.

Das Schwungrad ist auch ein Regulator für die Geschwindigkeit der Maschine, jedoch in besonderem Sinne. Die Wirkung des Dampfes durch den Kurbelmechanismus sowohl, als auch die Veränderung des Druckes bei der Expansion, veranlassen einen regelmäßig wiederkehrenden Wechsel der auf die Kurbel wirkenden Drehkraft, während in den meisten Fällen der zu überwindende Widerstand ein gleichbleibender ist. Infolge dessen wird die Triebkraft bald stärker, bald schwächer wirken als der Widerstand, und es ist ein Kraft-Speicher nöthig, welcher den Arbeitsüberschuß der stärkeren Wegtheile aufnimmt und bei den schwächeren zur Unterstützung verwendet. Ein solcher Kraftspeicher, eine Sparkasse für mechanische Arbeit ist das Schwungrad. Ist die Triebkraft zu groß, so beschleunigt es sich, ist sie zu klein, so verzögert es sich, und der Wechsel, der hierbei in seiner lebendigen Kraft eintritt, ist gleichen Werthes mit der vorübergehend zu- und abfließenden mechanischen Arbeit. Selbstverständlich wird auch hier die Geschwindigkeit zwischen engen Grenzen verbleiben müssen, und auch hier kann daher von einem Ungleichförmigkeitsgrade gesprochen werden, für welchen die Formel

$$u = 2\,\frac{v_2 - v_1}{v_1 + v_2}$$

gilt, in welcher v_1 und v_2 die kleinste und größte Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes bedeutet.

Nennt man weiter G das Gewicht des Schwungringes, r den sogenannten Trägheitshalbmesser, so ist die lebendige Kraft des Ringes allgemein $\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$ und die Differenz der lebendigen Kraft von der größten zur kleinsten Geschwindigkeit genommen

$$A = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \frac{G}{2g} (v_2 + v_1)(v_2 - v_1) .$$

oder unter Benutzung der Gleichung für u:

$$A = \frac{G}{g} u \left(\frac{v_2 + v_1}{2}\right)^2$$

Setzen wir das arithmetische Mittel von v_1 und v_2 gleich v, so folgt

$$A = \frac{G}{g} \cdot u\, v^2 \text{ in kgm},$$

also das Schwungradgewicht

$$G = 9{,}81 \frac{A}{u\, v^2} \text{ in kg} .$$

Der hier vorkommende Ungleichförmigkeitsgrad u ist $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{100}$ je nach der Art des Betriebes. A ist namentlich vom Füllungsgrad abhängig und kann durch Rechnung oder durch Konstruktion gefunden werden. Der Werth wird durch die Trägheitswiderstände der hin und her gehenden Massen der Maschine beeinflußt und beträgt bei einzilindrigen Maschinen etwa $^1/_5$ bis $^1/_3$ der Hubarbeit, also nach S. 303

$$A = 2000 \text{ bis } 3333\ p_i\ o\ s,$$

bei Zwillings- und Verbundmaschinen 0,1 der Hubarbeit und weniger. v kann äußersten Falles bis 30 m gesteigert werden, in der Regel wird jedoch v durch den aus räumlichen oder sonstigen Gründen gewählten Halbmesser des Schwungringes bedingt, dessen Größe etwa 2,5 s zu sein pflegt.

Unter dieser Annahme wird

$$v = \frac{\pi}{30} \cdot 2{,}5\ s\ n = 0{,}26\ s\ n$$

und

$$G = 228000 \text{ bis } 380000 \cdot \frac{p_i}{u} \cdot \frac{d}{s} \cdot \frac{d}{n^2} .$$

Diese Formel ermöglicht einen Ueberschlag, welcher für unsere Zwecke genügen muß, um so mehr, als sehr häufig für die Größe des Schwungrades noch ein anderer Grund bestimmend ist. Nicht selten giebt man dem Schwungrad deshalb ein besonders großes Gewicht, damit bei plötzlicher Aenderung des Widerstandes der Maschine der Regulator etwas Zeit behält, seine Aufgabe zu lösen. Das Schwungrad dient dann gewissermaßen dazu, die bei einer plötzlichen Belastungsänderung nie ganz vermeidbaren Geschwindigkeitswellen zu dämpfen. Besonders bei Verbundmaschinen vergeht eine längere Zeit als bei einfachen Maschinen, bis die Wirkung des Regulators auch im Niederdruckzilinder sich geltend macht, und

aus diesem Grunde werden denn nicht selten Schwungräder von derselben Größe wie bei einzilindrigen angewandt, obgleich bei den Verbundmaschinen A viel geringer ist als bei diesen.

Eine abweichende Berechnungsweise hat für Dampfpumpen oder ähnliche direkt wirkende Maschinen stattzufinden, bei denen auch in der Regel eine viel geringere Gleichförmigkeit des Ganges gefordert wird. Hierauf kann jedoch an dieser Stelle nicht näher eingegangen werden.

XIII. Das Getriebe der Dampfmaschine.

Unter Getriebe verstehen wir hier die Gesammtheit aller diejenigen Theile, durch welche die Kraft des Dampfkolbens auf die Kurbelwelle übertragen wird. Als einzelne Theile sind hier hervorzuheben:

Die Kolbenstange,

Der Kreuzkopf und die Kreuzkopfführung,

Die Pleuelstange,

Die Kurbel nebst Welle und Wellenlagerung.

Die Kolbenstange wird meist aus Stahl hergestellt. Der Abnutzung widersteht am besten Flußstahl oder Tiegelgußstahl. Bei größeren Maschinen verlängert man die Kolbenstange nach rückwärts, läßt sie durch eine zweite Stopfbüchse im Zilinderdeckel austreten und erreicht so, daß der Kolben in zwei Stopfbüchsen getragen wird. Mit dem Kolben wird die Kolbenstange durch Konus und Schraube mit Mutter verbunden. Letztere muß sehr zuverlässig gesichert sein, damit nicht unbemerkt eine Lösung vor sich gehen kann. Die Rückwärtsverlängerung der Kolbenstange umschließt man am besten durch ein Schutzrohr, um Gefahr zu vermeiden. Mit dem Kreuzkopf wird die Kolbenstange meist durch Konus und Querkeil verbunden.

Der Kreuzkopf muß um so größere Gleitflächen erhalten, je größer die Geschwindigkeit der Maschine ist, damit nicht eine zu starke Erwärmung eintritt. Daß man zur Zeit die Führung für den Kreuzkopf bei den meisten Maschinen zilindrisch ausbohrt, ist nur eine vielleicht wieder verschwindende Mode, verursacht durch die leichtere Herstellung. Sachliche Vortheile vor ebenen Flächen haben die zilindrischen Gleitflächen nicht.

Die Pleuelstange besteht aus dem Schaft und zwei Lagerköpfen. Der Schaft ist rechteckig oder kreisförmig, auch wohl I förmig im Querschnitt und besteht aus gutem Schmiedeeisen oder Stahl. Die Köpfe müssen der Abnutzung gegenüber nachstellbar sein. Da aber hierdurch eine geringe Verlängerung oder Verkürzung der Pleuelstange stattfindet, so treffen vorsorgliche Konstrukteure die Einrichtung, daß an dem einen Ende infolge der Nachstellung Verkürzung, am andern dagegen Verlängerung erfolgt, die

wirkliche Veränderung der Stangenlänge, welche zugleich auf die Todpunkte des Kolbens Einfluß hat, sonach nur die Differenz der Einzeländerungen ist.

Die Kurbel ist entweder eine Stirnkurbel, oder eine Wellenkröpfung. Da die Hauptwelle jedenfalls zweimal gelagert sein muß, so sind für eine Welle mit Stirnkurbel zwei Lager auf derselben Seite der Zilinderachse nöthig, während bei der Wellenkröpfung die Lager beiderseits anzuordnen sind. Als Material wird neuerdings der Flußstahl häufig angewendet, doch sind verschiedentlich Brüche bei diesem Material vorgekommen, welche zu Vorsicht mahnen. Die Anwendung der Kurbelkröpfung hat für kleine Maschinen den Vortheil, daß die beiden Lager leicht am Maschinengestell angegossen werden können, so daß nicht ähnliche Aufstellungsfehler zu befürchten sind, wie sie durch unrichtige Befestigung eines auf besonderem Fundament stehenden Lagers mitunter vorkommen. Ein sehr geschicktes Beispiel ist die in Figur 75 dargestellte Maschine von Escher-Wyß u. C. in Zürich.

Auch die verschiedenen Lagerflächen an der Kurbelwelle müssen um so größer, namentlich um so länger im Verhältniß zum Durchmesser werden, je schneller die Maschine läuft.

Drittes Buch.

Zweite Abtheilung.

Benutzung zum Verdampfen.

I. Verdampfungsarten.

Wir unterscheiden:

1. Freiwillige Verdampfung in freier Luft.
2. Verdampfung durch freies (direktes) Feuer.
3. „ „ Vermittlung von Dampf.

Diese können wieder sein:

1. u. 2. Verdampfung bei gewöhnlicher Temperatur mit oder ohne künstlichen Luftstrom.

2. u. 3. { Verdampfung in geschlossenen Gefäßen mit Anwendung der Luftleere.
Verdampfung in geschlossenen Gefäßen mit mehrfachen Wirkungen.

1. Verdampfung in freier Luft.

Die erste der Verdampfungen findet in der Zuckerfabrikation keine Anwendung zur Verminderung des Wassergehaltes der Säfte. Man benutzt sie zur Abkühlung des warmen Wassers, welchem durch die an der freien Luft gebildeten Dämpfe die nothwendige Verdampfungs- (latente) Wärme entzogen wird. (Wasserkühlung durch Reisigwände u. dergl.)

2. Verdampfung durch freies Feuer.

Die zweite Art der Verdampfung, nämlich die über freiem Feuer war in den ersten Anfängen der Zuckerfabrikation eine allgemeine. Man benutzte zum Verkochen der Zuckersäfte offene Pfannen, unter welchen ein Rost angebracht war, auf dem das Brennmaterial entzündet wurde.

Die Feuerungsgase bestrichen die Pfanne an der unteren Fläche einmal, bei besseren Ausführungen auch noch seitlich, und zogen, ohne daß ihre Wärme besonders ausgenützt wurde, zum Schornstein hinaus. Daß unter

dieſen Umſtänden von einer rationellen und ſparſamen Abdampfung keine Rede ſein konnte, verſteht ſich von ſelbſt. Nach Walkhoff nahm man an, daß 1 □.=Fuß 6 Pfd. Waſſer verdampfe, d. h. daß 1 qm Heizfläche des Pfannen=Bodens 30 kg Waſſer in der Stunde verdampfe, und man rechnete dabei auf eine höchſtens 50prozentige Ausnutzung des Brennſtoffes. Das Ergebniß war ein verhältnißmäßig ziemlich gutes, und zwar deßhalb, weil die verwendeten Pfannen eine günſtige Form hatten, die Flüſſigkeitsoberfläche eine große, die Höhe der Flüſſigkeitsſchicht jedoch eine kleine war. — Nichtsdeſtoweniger war dieſe Art der Verdampfung unvortheilhaft, weil die Wärme der Heizgaſe, welche mit 5—600° Temperatur dem Schornſtein zugeführt wurden, nicht zur vollſtändigen Ausnützung gelangte. Außer dem Uebelſtande der ſchlechten Ausnützung der Wärme traten auch noch andere Unannehmlichkeiten, namentlich die Handhabung der Feuerung und offener Pfannen, ſowie die hierbei nicht zu vermeidende ſchädliche Einwirkung hoher Wärmegrade auf die von denſelben betroffenen Flüſſigkeiten hinzu. Es ergab ſich daher die Nothwendigkeit, zu einem anderen Mittel Zuflucht zu nehmen, welches man in der

3. Anwendung des Dampfes als Heizmittel

fand, wodurch viele Vortheile erreicht wurden. Namentlich iſt man dadurch in die Lage gekommen, das heizende Mittel auf einfache Weiſe an jeden beliebigen Ort leiten zu können, ſowie die Temperatur der zu heizenden Flüſſigkeit nach Willkür zu regeln, was bei offener Feuerung nicht ausführbar iſt. In Folge deſſen kann man eine gleichmäßige Anwärmung erzielen und das läſtige Anbrennen der Säfte vermeiden, welches, wenn Ausſcheidungen aus dem Safte ſtattfanden und ſich an den Wänden des Verdampfapparates ablagerten, bei offener Feuerung nicht zu verhindern war. Zur Anwärmung ſowie Verdampfung kann man Waſſerdämpfe oder Dämpfe anderer Flüſſigkeiten verwenden; aus praktiſchen Rückſichten verwendet man indeß nur Waſſerdämpfe. In Bezug auf Erſparniß an Brennmaterial ſteht jedoch die Verdampfung durch vermittelnde Anwendung von Dampf, einfache Dampfwirkung vorausgeſetzt, theoretiſch der Verdampfung durch freies Feuer nach, da bei erſterer einerſeits das Güteverhältniß, d. h. die Wirkung der Feuerungsanlage, welche den Dampf entwickelt, andererſeits diejenige des von dieſer Anlage getrennten Verdampfapparates in Rechnung zu ſetzen iſt, während bei der letzteren nur die Nutzwirkung der Feuerungsanlage in Betracht kommt, welche bei guter Einrichtung dieſelbe ſein kann wie bei dem Dampfentwickler des erſten Falles. — Für die Praxis jedoch liegt der Vortheil der Dampfheizung hauptſächlich darin, daß die Temperatur der verdampfenden Flüſſigkeit niemals über diejenige des benutzten Dampfes

steigen und daß die Feuerungsanlage für mehrere Verdampfkörper und Anwärmungen eine gemeinschaftliche sein kann. Man kommt somit, statt für jeden Apparat einen eigenen Ofen zu haben, mit einer, allen Anwärm- und Verdampfapparaten gemeinschaftlichen Feuerung aus, und es kann der von dieser Feuerung entwickelte Dampf leicht zu jedem beliebigen Punkt, wo er verwendet werden soll, geleitet werden. Ein weiterer Vortheil ist die mehrfache Anwendung des Dampfes, welche jetzt, wie wir später sehen werden, den Schwerpunkt der Dampfanwendung bildet. Der Vortheil, sowie die Ersparniß von Brennmaterial liegt sonach in der Zentralisation der Anlage; es ist dann leicht möglich, die gemeinschaftliche Feuerung so einzurichten, daß die Nutzwirkung der Kesselanlage, welche den Dampf zur Verdampfung liefert, ein möglichst hoher ist, während bei der freien Feuerung in Folge Berücksichtigung anderer wesentlicher Umstände der ökonomische Betrieb zurückgesetzt wird. Alle Apparate, welche zum Verdampfen von Flüssigkeiten mittelst Dampf bestimmt sind, bestehen demnach aus dem Dampfentwickler, d. i. demjenigen Apparate, welcher den Arbeitsdampf liefert, und andererseits derjenigen Einrichtung, in welcher der Dampf seine Wirkung äußert, Wärme abgiebt und dadurch eine Flüssigkeit erwärmt, oder zum Verdampfen bringt. Dabei ist zu berücksichtigen, daß der Dampf des Dampfentwicklers seiner Temperatur, mithin auch seiner Spannung nach so beschaffen sein muß, daß er Wärme abzugeben vermag, d. h. seine Temperatur muß um eine gewisse Größe (dem Temperaturunterschied) höher sein, als die Temperatur der zu verdampfenden Flüssigkeit.

Der Dampfentwickler oder Dampfkessel ist in dem ersten und zweiten Buche beschrieben worden; hier haben wir es mit der Ausnutzung des darin dargestellten Dampfes zum Verdampfen zu thun.

4. Erwärmung und Verdampfung durch Dampfeinströmung.

In dem Anwärm- oder Verdampfapparat kann nun der Dampf auf verschiedene Weise seine Wärme abgeben, entweder indem er direkt in die zu erwärmende Flüssigkeit einströmt oder indem er in einen Doppelboden, eine Schlange, oder in Rohre eintritt, in welchen der Dampf zur Kondensation gelangt und dabei seine Wärme an die Gefäßwände abgiebt, welche dieselbe der zu erwärmenden oder zu verdampfenden Flüssigkeit mittheilen. Tritt der Dampf unmittelbar in die Flüssigkeit ein, so kann durch diesen Vorgang die Flüssigkeit wohl erwärmt, aber nicht verdampft werden, weil nur ebensoviel Dampf aus der Flüssigkeit gebildet werden kann, wie in die Flüssigkeit eintritt, und in derselben kondensirt wird. (Näheres siehe im ersten Buche.)

Bei der Berechnung der Dampfmenge, die zur Erwärmung einer bestimmten Menge Flüssigkeit von gegebener Temperatur nothwendig ist, kann Folgendes zur Grundlage dienen, wobei vorausgesetzt wird, daß die zu erwärmende Flüssigkeit entweder Wasser ist, oder eine von der des Wassers wenig abweichende spezifische Wärme (= 1) besitzt.

Es sind zu erwärmen Wg Kilogramm Wasser von der Temperatur t, auf eine Temperatur T. Hierzu sind nöthig Dg k Dampf.

Es besteht die Gleichung:

$$T = \frac{640 \times Dg + Wg \times t}{Dg + Wg}$$

Daraus das gesuchte Dg berechnet:

$$Dg = \frac{Wg\ (T - t)}{640 - T}$$

wobei der Einfachheit wegen und für praktische Fälle genau genug angenommen ist, daß ein k Dampf jeder Spannung 640 Kalorien besitzt.

Bei dieser Art von Erwärmung ist zu berücksichtigen, daß die Flüssigkeitsmenge nach der Erwärmung um die kondensirte Dampfmenge Dg gewachsen ist. In Folge dessen wird, falls die betreffende Flüssigkeit eine Lösung ist, die Konzentration derselben eine geringere, was insbesondere bei Zuckersäften, welche nachher wieder auf Füllmasse eingedickt werden sollen, von Bedeutung ist, da diese kondensirte Dampfmenge abermals verdampft werden muß. In der obigen Formel ist der theoretische Dampfverbrauch angenommen, und der Umstand vernachlässigt, daß, wie es bei den bestehenden Vorrichtungen, den sogenannten Schnatterrohren, häufig vorkommt, ein Theil des zur Verwendung gelangenden Dampfes unbenützt und unkondensirt in die Atmosphäre entweicht. Man wird daher gut thun, bei Bestimmung der thatsächlichen Dampfmenge noch 25—30% zur theoretischen hinzuzurechnen. Abgesehen von der Verdünnung der Flüssigkeiten oder Zuckersäfte und nachherigen Wiederverdampfung, ist es aber auch noch ein Umstand, der die Verwendung des Dampfes durch direkte Einströmung in die Flüssigkeit untersagt, nämlich der Verlust des Kondensationswassers für die Kesselspeisung, an dessen Stelle dann mit frischem Wasser, welches in vielen Fällen Kesselstein bildet, gespeist werden muß, und somit die Kessel weniger geschont werden. Aus alledem ist zu ersehen, daß man den Dampf in dieser Weise nur in der zwingendsten Nothwendigkeit zur Anwendung bringen soll.

5. Erwärmen und Verdampfen durch Dampf vermittelst einer Heizvorrichtung.

Ein anderes Mittel der Uebertragung der Wärme des Dampfes auf die Flüssigkeit ist, wie schon erwähnt, die Einführung des Dampfes in

einen geſchloſſenen Raum, an deſſen äußeren Wänden die zu erwärmende und zu verdampfende Flüſſigkeit ſich befindet, und die möglichſt dünn gehalten ſind, um die Wärme gut zu übertragen (zu transmittiren). Die Geſtalt dieſes geſchloſſenen Raumes kann eine ſehr verſchiedene ſein, und man unterſcheidet nach derſelben hauptſächlich die Heizung mittelſt Doppelboden, mittelſt Schlangenröhren und mittelſt gerader Röhren.

Die Heizung mittelſt Doppelboden iſt eine bereits veraltete; bei den Beſtrebungen der Jetztzeit, nur hochgeſpannte Dämpfe in Verwendung zu bringen, iſt es nicht mehr rathſam, Doppelböden in ökonomiſcher Weiſe und ohne Gefahr der Zertrümmerung zu benützen. Das Material dieſer Doppelböden beſteht entweder aus Kupfer, in ſelteneren Fällen Schmiedeeiſen und Gußeiſen. Das ungünſtigſte Material iſt jedenfalls Gußeiſen; es iſt nicht ſelten vorgekommen, daß ein gußeiſerner Doppelboden in Folge ſchlechter Anordnnng der Kondenswaſſerableitungen oder durch irgend welche Umſtände veranlaßte Störungen in derſelben in die Luft gegangen iſt. Es erſcheint deshalb angezeigt, in einen Doppelboden, einerlei aus welchem Material, nie den Dampf mit vollem Keſſeldruck einzuführen, ſondern die Anordnung ſo zu treffen, daß der Dampf bei wenig geöffnetem Ventil expandirt, den Heizraum nur durchſtreichen kann und der Abfluß des Kondenswaſſers ohne Druck ſtattfindet. Daß dabei eine gute Wärmeausnützung und ökonomiſcher Betrieb nicht ſtattfindet, iſt aus der nachfolgenden Betrachtung erſichtlich. Ein weiterer Uebelſtand der Anwendung der Doppelböden

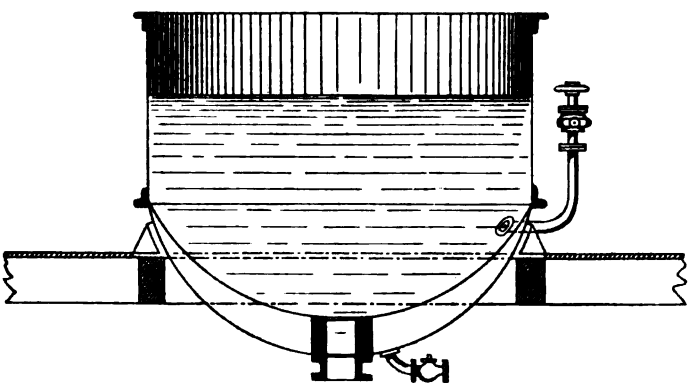


Fig. 1.

iſt die Unmöglichkeit, eine größere Heizfläche anzubringen, ſowie der Umſtand, daß die zu einer energiſchen Wärmeabgabe nöthige Dampfſtrömung hier nicht ſtattfinden kann, weil der Dampf in einen weiten Raum eintritt und eine wirkliche Strömung nur auf eine kurze Entfernung, d. i. die kürzeſte

Strecke zwiſchen Ein- und Austritt, vorkommt, während im übrigen Theile des Heizraumes eine Stauung des Dampfes entſteht; es findet alſo eine ſehr geringe Zirkulation des Heizdampfes und in Folge deſſen eine ungünſtige Wärmeabgabe ſtatt. Dieſem Uebelſtande wird in ausreichendem Maße durch die Anwendung der Heizſchlangen (Fig. 2) begegnet. Hier wird

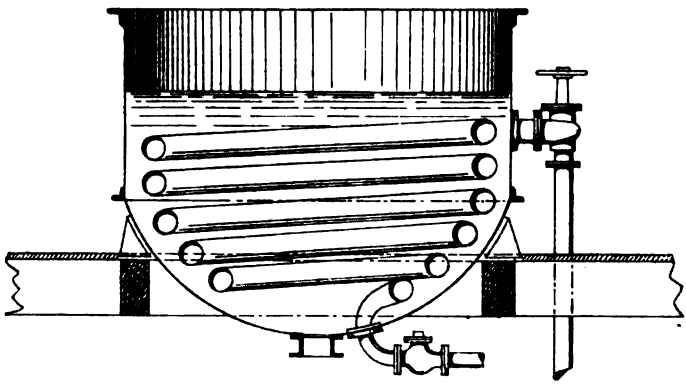


Fig. 2.

eine möglichſt vollkommene Uebertragung der Wärme erzielt und es hat in Folge deſſen die Heizſchlange mit ihrer Abänderung, den in Zügen angeordneten Heizrohren, in neuerer Zeit faſt ausſchließliche Anwendung gefunden; dieſe Anordnung iſt aus praktiſchen Rückſichten, in Bezug auf einfachere Durchführung und Unterbringung größerer Heizflächen in demſelben Raume, eine ganz allgemeine geworden. Die bei den Doppelböden angeführten Uebelſtände fallen bei dieſer Art Heizung gänzlich fort. Lebhafte Dampfzirkulation, welche bei Anwendung von Röhren und Schlangen kleinen Durchmeſſers erhöht wird, in Folge deſſen günſtige Wärme-Abgabe; die Möglichkeit einer höheren Dampfſpannung ohne Gefahr der Exploſion, wodurch eine vollkommene Ausnützung der im Heizdampf enthaltenen Wärme bis zur Kondenſation ſtattfindet; praktiſche und leichte Anbringung großer Heizflächen in verhältnißmäßig kleinen Räumen und ein ordentliches gründliches Austreiben der Luft im Heizraum, das ſind lauter Vorzüge der Heizung mittelſt Schlangen oder Röhren. In Figur 3, 4 (ſiehe Beilage) iſt ein in Zügen geordnetes Heizrohrſyſtem dargeſtellt. In der Figur bedeuten: F = Saftfänger, V = Vakuummeter, H = Heizkammern, K = Verdampfkörper, R = Heizrohre, T = Tragfüße, D_a = Ventil zur Heizung mit direktem Dampf, D_r = Ventil zur Heizung mit Rückdampf, C = Kondenſationswaſſerablaß, L = Luftventil, M = Mannloch, B = Brüdendampfabzug, W = Schmutzwaſſerablaß, P = Talpotaſimeter, E = Verbindungsſtutzen

UNIV. OF
CALIFORNIA

zwischen Apparat und Saftfänger, s = Safteinzugventil, s. = Saftablaßventil, Z = Saftstandzeiger. (Die Bedeutung dieser Theile wird später klar werden.) Was das Material anbelangt, aus welchem man die Schlangen und Rohre ausführt, so kann dieses ja nach Art der Verwendung sehr verschieden sein, doch wird man immer trachten, Rohre aus einem Material herzustellen, welches gestattet, möglichst dünne Wände auszuführen, und dessen Wärmeübertragung dabei eine möglichst gute ist. In dieser Beziehung steht das Kupfer obenan, die Messingrohre stehen in Leistung nach, welche aber wieder den Vorzug der Billigkeit haben. Von einer bedeutend ungünstigeren Wirkung in der Wärmeübertragung sind die schmiedeeisernen Röhren und es werden solche daher auch nur selten in Anwendung gebracht, ebenso werden gußeiserne Rohre kaum angewendet. Betrachten wir nun die

6. Wirkungsweise des Dampfes in einem Apparate, der zur Erwärmung oder Verdampfung einer Flüssigkeit

bestimmt ist und nehmen wir vorerst an, die Flüssigkeit habe eine beständige Temperatur von 100°. Der Dampf trete in den die Wärmevermittlung übernehmenden Heizraum (ein geschlossenes Gefäß, wie Doppelboden, Schlange oder Röhren) und nach Durchgang durch denselben ungehindert ins Freie. — Nehmen wir an, der eintretende Dampf habe eine Spannung von 4 Atmosphären, das heißt eine Temperatur von 144° C. Der Dampf wird nun, entsprechend dem herrschenden Temperaturunterschied, welcher beim Eintritt 144 — 100 = 44° C. beträgt, seine Wärme an die Flüssigkeit abgeben, dadurch wird eine Kondensation im Verhältniß zu der Wärmeabgabe des Dampfes vor sich gehen, der Dampf wird zu Wasser, welches dem offenen Ende der Heizvorrichtung zuströmt, und bei genügend großer Heizfläche eine Temperatur von 100° gleich jener der zu heizenden Flüssigkeit haben, da alle Wärme bei hinreichend großer Heizfläche so lange noch ein Temperaturunterschied vorhanden ist, abgegeben wird. Das Kondensationswasser wird also in diesem Falle mit 100° ausströmen.

Hätte die zu heizende Flüssigkeit eine höhere Temperatur z. B. 110° was dann der Fall wäre, wenn dieselbe unter einem höheren als dem atmosphärischen Druck stände, so würde das abfließende Kondensationswasser (das sogenannte Retourwasser) auch eine dieser Temperatur entsprechende Spannung von 110° (1,5 Atm.) haben. Da es aber dann in die freie Atmosphäre tritt, in welcher Wasser bei 100° siedet, so wird demnach ein theilweises Verdampfen in der Atmosphäre eintreten, wobei dem Wasser Wärme entzogen wird, bis das Kondenswasser auf die dem atmosphärischen Druck entsprechenden 100° abgekühlt ist.

Der Temperaturunterschied wäre also am Ende der Leitung bei vollständiger Ausnutzung der Wärme: 100—100 = 0, am Anfang der Leitung ist dieselbe = 144—100 = 44, daher der durchschnittliche maßgebende Temperaturunterschied

$$\frac{0 + 44}{2} = 22^\circ \text{ C.}$$

Nehmen wir an, daß das Ende der Heizleitung in ein geschlossenes Gefäß einmünde, in welchem ein beständiger Druck von 2 Atmosphären (entsprechend einer Temperatur von 120°) herrsche, so wird dementsprechend die Spannung am Ende der Heizvorrichtung auch 2 Atmosphären betragen und mithin die Temperatur des ausströmenden Wassers 120° sein; der Temperaturunterschied zwischen Dampf und heizender Flüssigkeit wird sich berechnen als arithmetisches Mittel aus dem Anfangstemperaturunterschied, wie im früheren Falle = 44° und dem Endtemperaturunterschied 120—100 = 20° d. i. also

$$\frac{44 + 20}{2} = 32^\circ \text{ C.}$$

Wir sehen, daß in diesem Falle der Wärmeunterschied, von dem die nothwendige Größe der Heizfläche abhängt, wesentlich höher geworden ist als im früheren Falle und den größten möglichen Werth erreichen würde, wenn die Endtemperatur gleich jener der Anfangstemperatur wäre, d. h. wenn die Kondenswässer in einen geschlossenen Raum träten, in welchem dieselbe Spannung herrscht wie im Dampfentwickler. In diesem Falle wäre auf der ganzen Heizfläche ein gleicher Druck, in unserem Falle also 4 Atmosphären, und daher auch eine gleiche Temperatur von 144° und da die Flüssigkeit überall gleichmäßig 100° besitzt, so wird der Temperaturunterschied für die ganze Heizfläche betragen 144 — 100 = 44° C.

Ziehen wir den Schluß aus dieser Betrachtung, so sehen wir, daß im ersten Falle der Temperaturunterschied 22°, im 2. Falle 32°, im 3. Falle 44° beträgt. Da die Größe der nöthigen Heizfläche im umgekehrten Verhältniß zum Temperaturunterschied steht, so wird, wenn die Heizfläche im 1. Falle = H war, dieselbe im 2. Falle bei gleicher Leistung blos $\frac{22}{32}$ H = 0,68 H sein können und im 3. Falle = $\frac{22}{44}$ H=0,5 H, d. h. im 3. Falle wird die Hälfte der Heizfläche hinreichen, dieselbe Wirkung zu erzielen wie mit der ganzen Heizfläche im ersten Fall. Hieraus ergiebt sich, wie wesentlich es ist, für eine gute Ableitung der Kondenswässer zu sorgen und welche Heizflächenverschwendung bei unrichtig angelegten Ableitungen eintreten kann. Demnach ist jene Anordnung der Dampf-

ableitung bei einem Anwärm- oder Verdampfapparat die beste, welche gestattet, daß die Leitung des Kondenswassers in einen Kessel erfolgt, dessen Spannung gleich jener der Anfangsspannung ist, daß dieselbe also am besten in demselben Kessel einmündet, aus welchem der Apparat mit Dampf versorgt wird. Zu dem Zweck muß der Apparat über dem Kessel aufgestellt sein, damit das Wasser mit freiem Gefälle dem Kessel zufließe, wie dies in Figur 5 dargestellt ist. Diese Anordnung erspart auch noch die Speisepumpe, welche das sonst in einen Behälter abfließende Kondenswasser wieder in den Kessel zurückzubringen hätte.

Bei dieser Einrichtung muß man jedoch in die Kondensationswasserableitung zum Kessel eine sogenannte Rückschlag- (Retour-) Klappe einlegen (was man übrigens vorsichtshalber bei jeder anderen Anordnung auch thut), da es sonst vorkommen kann, daß das Wasser aus dem Kessel in den Heizraum gedrückt wird, was zu unangenehmen Störungen im Betriebe Veranlassung geben kann und sich durch ein heftiges Schlagen in der Leitung kundgiebt. Ist diese Aufstellung aus irgend einem Grunde nicht durchzuführen, so empfiehlt es sich, die Kondenswässer aus der Heizvorrichtung in ein geschlossenes Gefäß zu führen, in welchem eine Spannung herrscht, deren entsprechende Siedetemperatur nur um einige Grade niedriger ist, als jene Temperatur, auf welche die zu heizende Flüssigkeit erwärmt werden soll oder bei welcher sie siedet.

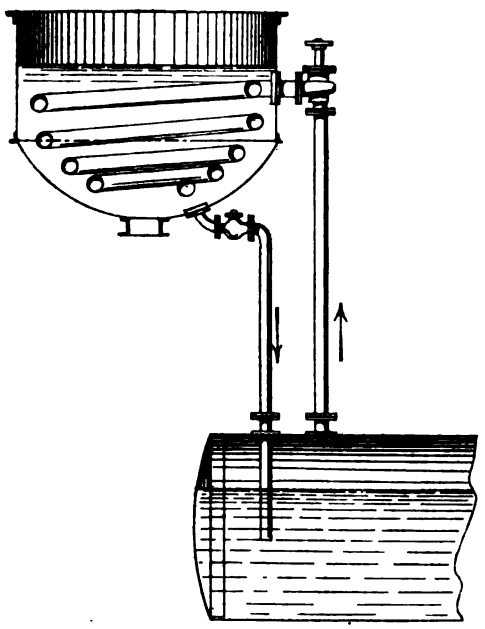


Fig. 5.

7. Berechnung der Größe der Heizfläche und der nöthigen Heizdampfmenge bei der Erwärmung in offenen Pfannen.

Bei der Berechnung der Größe der Heizfläche kommt bei jeder Art von Verdampfung in erster Linie der Transmissionskoeffizient derselben in Betracht. Der Transmissionskoeffizient ist jene Wärmemenge, welche in der

Zeiteinheit, d. i. in einer Minute, und für einen Grad Temperaturunterschied zwischen dem Heizdampf und der zu heizenden Flüssigkeit durch eine Flächeneinheit (1 qm) der Heizfläche hindurchgeht. Dieser Transmissionskoeffizient ist von sehr vielen Umständen abhängig und muß bei einigermaßen genauer Berechnung für jeden einzelnen Fall der Praxis erst festgestellt werden. Das Material der Heizfläche allein ist es nicht, von welcher dieser Koeffizient bestimmt wird, es ist auch die zu heizende Flüssigkeit, die spezifische Wärme derselben, die Dichte oder Konzentration derselben, ferner der Umstand, ob die geheizte Flüssigkeit nur auf einen höheren oder niederen Grad angewärmt wird, oder aber sich im Sieden befindet, denn in allen diesen Fällen ist die Zirkulation der Flüssigkeit und jene des Dampfes, die Lebhaftigkeit der Erneuerung der mit der Heizfläche in Berührung stehenden Flüssigkeitstheilchen oder Dampftheilchen verschieden. Je träger diese Zirkulation, desto schlechter wird die Wärme übertragen (transmittirt).

Es ist demnach vollständig unrichtig, wenn man annimmt, daß der Transmissionskoeffizient nur von dem Material der Heizfläche oder gar von der Dicke derselben abhängt und wenn man für jedes Material eine durch einen beliebigen Versuch erhaltene gewisse Zahl festsetzt und diese auch für jeden anderen Fall in die Rechnung einführt. Wie die in der Praxis vorkommenden Fälle zeigen, wechselt der Transmissionskoeffizient bei gleicher Einrichtung und bei gleichem Material der Heizfläche, nur beinflußt durch die angeführten verschiedenen Umstände, zwischen weit auseinandergehenden Grenzen. Der Transmissionskoeffizient hat in erster Linie Einfluß bei Bestimmung der Größe der Heizfläche und es ist möglich, denselben durch eine praktische und gute Konstruktion bei einem Anwärme- oder Verdampfapparate auf ein möglichst Geringes zu bringen.

Berechnung der Heizfläche von Anwärm-Apparaten.

Es sei:

F = die Heizfläche des Anwärmeapparates,

Q = die Menge der durch die ganze Heizfläche in der Minute übertragenen Wärmeinheiten,

r = die Wärmemenge, welche bei der Kondensation des Heizdampfes im Heizraum abgegeben wird.

Es ist $r = 606{,}5 - 0{,}708\ t_1$, wenn t_1 die Temperatur des Heizdampfes ist.

Dg = Gewicht des Heizdampfes in Kilogr., welches im Heizraum in der Minute kondensirt wird, ferner soll die zu erwärmende Flüssigkeit = Wg k in der Minute von einer Temperatur t_0 auf eine Temperatur t_1

gebracht werden. Es ist also die mittlere Temperatur dieser Flüssigkeit während der Heizperiode $= \frac{t_0 + t_1}{2}$, der Temperaturunterschied zwischen Heizdampf und Flüssigkeit,

$$\text{demnach } d = t_2 - \frac{t_0 + t_1}{2} \text{ und es ist dann}$$

$$Q = F\,C\left(t_2 - \frac{t_0 + t_1}{2}\right)$$

Es ist aber auch ferner

$$Q = Wg\,(t_1 - t_0) \times c \text{ und daher}$$

$$F\,C\left(t_1 - \frac{t_0 + t_1}{2}\right) = Wg\,(t_1 - t_0)\,c, \text{ daraus}$$

$$F = \frac{Wg\,(t_1 - t_0)\,c}{C\left(t_1 - \frac{t_0 + t_1}{2}\right)}$$

Die Menge des nöthigen Heizdampfes wird berechnet aus:

$$Dg \times r = Q$$

$$Dg = \frac{Q}{r}.$$

Berechnung der Heizfläche und Dampfmenge bei der Verdampfung in offenen Pfannen, deren entwickelte Dämpfe in die freie Atmosphäre austreten.

Wie schon früher erwähnt wurde, ist der Transmissionskoeffizient zum Theil abhängig von der Bewegung der zu wärmenden Flüssigkeit. Je stärker diese ist, desto größer ist der Transmissionskoeffizient und umgekehrt. Die Bewegung einer Flüssigkeit ist aber beim Kochen eine bedeutend größere als beim Anwärmen, indem durch Entwicklung von Dampfblasen im Innern der Flüssigkeit diese in heftige, mitunter stoßweise Bewegung versetzt wird. Dadurch werden die an den Heizflächen lagernden Flüssigkeitstheilchen in rascher Aufeinanderfolge von der Heizfläche gerissen und andere Theilchen wieder mit der Heizfläche in Berührung gebracht und auf diese Weise die Wärme viel rascher an die Flüssigkeit abgegeben. Beim Anwärmen jedoch ist kein heftiges Wallen, sondern eine bloße ruhige Aufwärtsbewegung der Flüssigkeit zu beobachten, und es findet eine langsame Aufeinanderfolge der wechselnden Flüssigkeitstheilchen in Berührung mit der Heizfläche, daher auch eine geringere Wärmeabgabe statt. Dieses drückt sich bei der Berechnung in der Aenderung des Transmissionskoeffizienten aus. Welche Größe derselbe in den einzelnen Fällen haben wird, muß speziellen Versuchen überlassen bleiben.

Um die Bewegung der Flüssigkeit beim Anwärmen künstlich zu vergrößern, wird bei den Gegenstrom-Kalorisatoren, Fig. 6, 7, welche

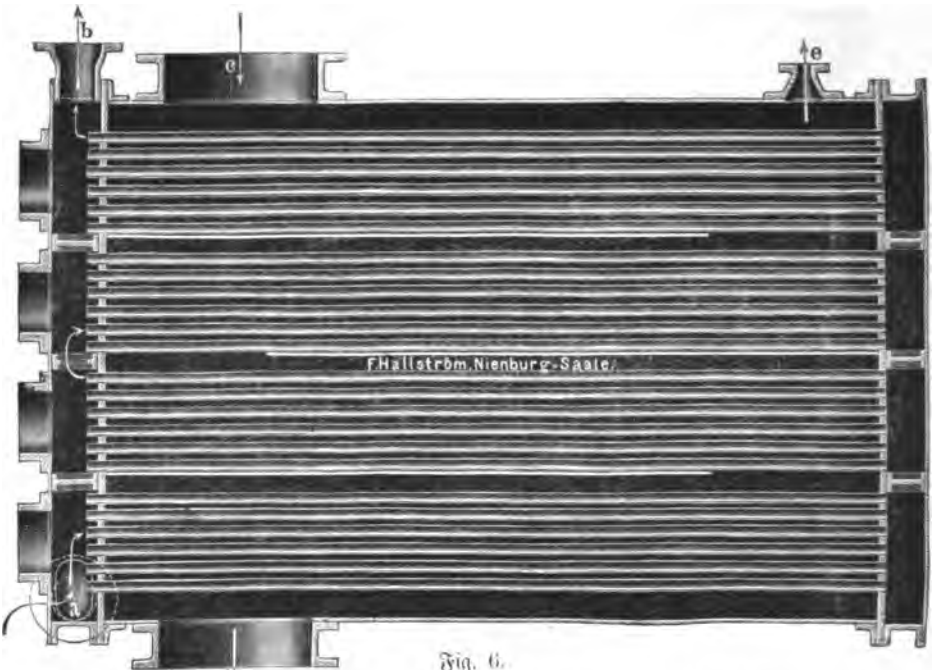


Fig. 6.

Fig. 7.

später noch eingehend beschrieben werden sollen, der Weg der Flüssigkeit durch den Kalorisator vergrößert, indem man dieselbe schlangenförmig hin- und hergehen läßt. Es wird auf diese Weise eine vollkommenere Berührung mit der Heizfläche, also eine raschere Anwärmung, erzielt. Der Transmissionskoeffizient ist denn auch bei diesem Kalorisator ein bedeutend höherer als bei dem Anwärmeapparate anderer Systeme, und man reicht demzufolge mit einer kleineren Heizfläche bei diesen Kalorisatoren aus, abgesehen von dem praktischen Vortheil, daß sich in Folge der größeren Saftgeschwindigkeit die Rohre weniger leicht mit Niederschlag überziehen.

Nehmen wir dieselben Bezeichnungen wie bei der Anwärmung und nehmen wir an, es wären nur Lösungen in Wasser, oder Wasser selbst, zu verdampfen. Es sei ferner F = Heiz-

fläche, λ = derjenigen Wärmemenge, welche nöthig ist, um 1 k Wasser von 0° C. unter konstantem Druck in Dampf von t_1 Grad Temperatur zu verwandeln, = 606,5 + 0,30 $t5_1$ Kalorien.

Q die Menge der in der Minute durch die ganze Heizfläche übertragenen Wärmemenge,

r = latente Wärme des Heizdampfes = 607 — 0,708 t,

t_0 = die Temperatur der Flüssigkeit, welche in den Apparat eintritt und abgedampft werden soll,

t_1 = Temperatur des siedenden Saftes (in unserem Falle bei Wasser = 100°)

t_2 = Temperatur des Heizdampfes.

d = maßgebender Temperaturunterschied,

C = Transmissionskoeffizient,

Dg = Dampfgewicht in k in der Minute,

Wg = verdampftes Wasser in k in der Minute.

Die durch die Heizfläche tretende Wärmemenge ist, da $d = t_2 - t_1$,

$$Q = F \cdot C \cdot (t_2 - t_1) \text{ ferner}$$

$$Q = Dg \cdot r \qquad \text{und auch}$$

$$Q = Wg\,(R - t_0)$$

$$F = \frac{Wg\,(R - t_0)}{C\,(t_2 - t_1)}$$

[Wollte man auch die spez. Wärme c der Flüssigkeit (Zuckerlösung) berücksichtigen, so müßte man setzen:

$$Q = Wg\,\lambda - Wg\,(t_1 - t_0)\,c = Wg\,(\lambda - (t_1 - t_0)\,c).]$$

Es ist dann:

$$F = \frac{Wg\,(\lambda - t_0)}{C\,(t_2 - t_1)} = \frac{Dg\,r}{C\,(t_2 - t_1)}$$

$$Dg = \frac{Q}{r}, \quad Wg = \frac{Q}{\lambda - t_0}$$

8. Verdampfung in offenen Pfannen.

Als man zur Erkenntniß gelangte, daß die Heizung durch Vermittelung des Dampfes mit vielen Vortheilen verbunden sei, hat man auch angefangen, diese Art von Verdampfung der Säfte zur allgemeinen Benutzung zu bringen, und es wurden vielfache Konstruktionen angewendet. Die am weitesten verbreitete und zugleich einfachste war die nach Hallette benannte Heizschlange mit doppelten Windungen, welche so beschaffen waren, daß der Eintritt des Dampfes am Umfang der Pfanne erfolgte und gegen die Mitte zu geführt wurde, die Windungen dann wieder gegen den Umfang traten und an diesem der Austritt des Kondensationswassers erfolgte, so daß die heißesten Theile der Schlange neben den kühlsten lagen und eine gleich-

mäßige Erwärmung der ganzen Flüssigkeit eintrat. Zu gleicher Zeit gebrauchte man auch verschiedene Arten Doppelböden zum Abdampfen, wie sie heute wohl nur noch zum Anwärmen benutzt werden.

Eine Verbesserung der Hallette'schen war die Pecqueur'sche Pfanne, deren Einrichtung darin bestand, daß sie behufs rascher Entleerung auf der einen Seite etwas gehoben werden konnte; außerdem tritt der Dampf in ein Rohrstück, an dem seitlich Rohre von kleinerem Durchmesser angebracht sind, welche hufeisenförmig das Gefäß ausfüllen und in ein zweites Rohrstück einleiten, aus welchem der Abfluß des Kondensationswassers stattfindet. Die Rohrstücke sind mit Stopfbüchsen versehen, und in diesen ist der ganze Apparat drehbar. Die Einrichtung gestattet, diese Pfanne auch zum Fertigkochen zu verwenden. Bei der Neigung des Gefäßes bleibt der Heizrost in horizontaler Lage stehen, es kann ein leichtes Abfließen stattfinden und ein gutes Reinigen der Rohre vorgenommen werden.

Eine weitere Konstruktion ist die Wetzel'sche Verdampfpfanne, welche eine große Berührungsfläche der Flüssigkeit mit der Luft bezweckt. Der Apparat besteht aus einem zilindrischen Körper, dessen Seitenwände von Rohren gebildet sind, und in der zu heizenden Flüssigkeit mittelst eines einfachen Mechanismus gedreht werden. Der Dampf streicht durch die beiden Zilinderböden und die Rohre.

Eine weitere, seinerzeit in mehreren Zuckerfabriken angewendete Konstruktion ist der Abdampfungskegel von Lambeck; derselbe besteht aus zwei abgestutzten senkrecht aufgestellten Kegeln mit gemeinschaftlicher Achse von 4—5 m Höhe; der Raum zwischen den Kegelmänteln ist zur Heizung mit Dampf bestimmt; der innere Kegel hat seiner Länge nach 9 abgestutzte Kegelflächen, die am unteren Rand ausgezackt sind, ebenso ist der äußere Kegel mit 9 solcher Kegelflächen versehen, die aber in umgekehrter Ordnung angebracht und erhaben ausgezackt sind. Die abzudampfende Flüssigkeit wird aus einem Behälter in ein Gefäß geleitet, welches sie mittels vieler Löcher auf die Oberfläche des inneren Kegels vertheilt und andererseits in ein zweites Behältniß, welches durch mehrere angebrachte Hähne die Flüssigkeit auf den äußeren Mantel vertheilt. Durch die Kegel wird sie dann gleichmäßig auf der Oberfläche ausgebreitet und verdampft durch die Berührung mit der vom Dampf geheizten Fläche. Die konzentrirte Flüssigkeit wird sodann unten in einem Gefäß aufgefangen und zur weiteren Verarbeitung gebracht. Dieser Apparat soll sehr gute Resultate ergeben haben; es sind aber leider keine Messungen an verbrauchtem Dampf und verdampfter Flüssigkeit vorgenommen worden.

9. Geschlossene Pfannen.

Bei allen diesen beschriebenen Apparaten, welche auf Verdampfung in freier Luft mit Vermittelung von Dampf beruhen, wurde freier Kesseldampf in Verwendung gebracht; gleichzeitig hatte man zum Betriebe der für die Fabrik nöthigen Werksvorrichtungen Dampfmaschinen mit Kondensation aufgestellt. Es war nun klar, daß man den aus der Maschine austretenden Dampf, der ja seine Wärme nur zum geringsten Theile in der Maschine abgegeben hatte, statt ihn in den Kondensator gehen zu lassen, zur Abgabe seiner Wärme, hauptsächlich der latenten, in die Heizvorrichtung des Anwärm- und Verdampfapparates leiten und dadurch den Kesseldampf, soweit als Betriebsmaschinen vorhanden, zweimal (einmal in der Maschine, ein zweites mal zum Verdampfen) in Anwendung bringen und dadurch eine wesentliche Ersparniß an Brennmaterial erzielen konnte. Der Gegendruck auf die Dampfkolben wurde natürlicherweise ein höherer als bei Kondensationsmaschinen, und es mußten die Dampfmaschinen dementsprechend größere Abmessungen erhalten. Allein es ist nicht nöthig geworden, den Gegendruck um Bedeutendes höher zu halten als dieses bei Auspuffmaschinen der Fall ist, denn da dieser gewöhnlich mit 1,2 Atmosphären angenommen wird, und dieser Druck eine Temperatur von 105,2° C. entspricht, so könnte man mit diesem Dampfe in freier Luft eine Flüssigkeit, welche bei 100° C. ins Sieden kommt, abdampfen, da noch immer ein wirksamer Temperaturunterschied von 105,2 — 100 = 5,2° C. erübrigt wird. Es muß nur die Heizfläche im umgekehrten Verhältniß zum Temperaturunterschied angelegt werden.

Wie wir später sehen werden, kommt man jedoch bei den neueren Anordnungen der Verdampfapparate in den meisten Fällen mit einer niedrigeren Siedetemperatur der Flüssigkeit aus, und ist es daher entschieden nicht nöthig, den Dampfdruck, der den Kolben belastet, zu erhöhen, wodurch ein Mehrverbrauch an Dampf d. h. an Brennmaterial entsteht. Will man jedoch vermeiden, allzu große Heizflächen in dem Apparat anzubringen, so ist man gezwungen, auf andere Weise eine Erhöhung dieses Temperaturunterschiedes zu erzielen, und dieses geschieht, indem man die offene Verdampfung in eine Verdampfung mit geschlossenen Apparaten verwandelt und dabei gleichzeitig die Verdampfung unter stark vermindertem Luftdruck (bei „Luftleere") also bei einem so weit wie möglich erniedrigten Siedepunkt vornimmt. Der Temperaturunterschied wird in Folge dessen ein ziemlich bedeutender werden, denn die Temperatur der siedenden Flüssigkeit wird bei einer Spannung von 0,8 Atm. auf 93,9° bei 0,6 Atm. auf 86,3° C., bei 0,4 auf 76,3° und bei 0,2 Atm. auf 60,5° sinken, womit auch so ziemlich

die praktische Grenze der „Luftleere“ erreicht sein wird, denn darunter zu gehen wird in Folge Anwendung kostspieliger Dichtungsmaterialien, sowie durch einen starken Wasserverbrauch zur Kondensation nicht gut durchzuführen sein. Wenn wir also die Temperatur des Heizdampfes wie früher mit 105,2° C. und die Spannung im Saftraum mit 0,2 Atm., d. i. 60,5° annehmen, so ist der Temperaturunterschied d = 105,2 — 60,5 = 44,7° gegen 5,2° C. bei offener Verdampfung. Der Unterschied ist daher jetzt um das 44,7 : 5,2 = 8,6fache gestiegen. Die Heizfläche, mit welcher bei Anwendung der Luftverdünnung dasselbe Ergebniß erzielt wird, kann deshalb den 8,6ten Theil jener bei offener Verdampfung betragen. Weiter werden Rückdämpfe, Maschinendämpfe und Saftdämpfe, deren Spannung und Temperatur eine geringere ist, zur Verwendung gelangen können; die Luftleere ermöglicht in dieser Weise die Verdampfung mit mehrfacher Wirkung und die Heizung und Verdampfung mittelst Brüdendämpfen, oder Saftdämpfen, d. h. mit den aus der zu verdampfenden Flüssigkeit sich entwickelnden Dämpfen.

Die Verminderung des Luftdruckes über der abzudampfenden Flüssigkeit wird durch das Niederschlagen des Dampfes, durch die Kondensation, entweder innerhalb Röhren oder Schlangen, welche die Kühlflüssigkeit führen und durch deren Berührung der wärmere Heizdampf kondensirt wird, (Oberflächen-Kondensation) erzielt, oder durch Einspritzung von kaltem Wasser in den Dampfraum (Einspritz-Kondensation). In beiden Fällen ist die Luftpumpe als ein Hilfsmittel der Kondensation nöthig, sie hat den Zweck, das Wasser ab-, sowie die nicht kondensirbaren Gase in die Atmosphäre überzuführen.

Der erste Apparat mit Luftleere wurde bereits 1813 von Howard in die englischen Raffinerien eingeführt und bestand aus einer Kupferpfanne, die aus zwei Schalen zusammengesetzt war; die untere Schale hatte einen Doppelboden, der zur Heizung diente. Auf der oberen Schale befand sich ein Dom, in dem sich die aus der Flüssigkeit entwickelten Dämpfe sammelten und durch das Ausströmungsrohr zum Verdichtungsraum gelangten, der mit der Luftpumpe in Verbindung stand. Das Einspritzwasser gelangte durch eine seitliche Oeffnung in denselben Raum, wenn man durch die Handkurbel das Ventil und den an derselben Stange sitzenden Kolben gehoben hatte. Allenfalls von den Dämpfen mitgerissene Flüssigkeitstheilchen fielen in einen kleinen Behälter (den jetzigen Uebersteiger oder Saftfänger), von wo die gesammelte Flüssigkeit nach jedem Sud leicht abgelassen werden konnte. Die Luftpumpe erforderte eine Arbeit von 2 Pferdestärken, und es wurde im Apparat eine Spannung

von 0,65 Atm. erzeugt, was hinreichte, um 12000 k Rohzucker täglich einzuschmelzen (Raffineriebetrieb), d. i. 100 Brode in der Stunde oder 600—700 k weißen Zucker zu erzeugen und 500 k Dampf per Stunde zu kondensiren. Der Verbrauch von Kondensationswasser betrug 100—110 Hektoliter in der Stunde, das ablaufende Wasser hatte 30°.

Der Howard'sche Apparat hat mannigfache Verbesserungen erfahren, man hat eine oder mehrere Dampfschlangen zur besseren Erwärmung hinzugenommen, ferner hat man den Steigraum, d. i. der Raum von der Oberfläche der abzudampfenden Flüssigkeit bis zum Austritt des Saftdampfes wesentlich erweitert und erhöht, man hat auch Verbesserungen zum Abfangen der mitgerissenen Safttheilchen angebracht, in der Hauptsache jedoch hat sich dieser Apparat bis auf den heutigen Tag als Vakuumapparat erhalten und es sind wesentliche Aenderungen blos in der Anordnung der Kondensation mit und ohne Luftpumpe erfolgt, welche wir später kennen lernen werden.

In neuerer Zeit hat man die Verdampfung der Säfte vom Anfang bis zur Kristallisation nicht mehr in einem Körper vollzogen, sondern hat diese getrennt, indem man die Säfte bis zu einer gewissen Konzentration, bei welcher dieselben noch leicht filtrirt werden können, in besonderen Apparaten, den „Verdampfapparaten", eindickt, während die Eindampfung bis zur Kristallisation in einem besonderen Körper, dem „Vakuum oder Kochapparat" erfolgt. Durch diese Trennung hat man viele Vortheile, namentlich eine ökonomischere Dampfverwerthung, erzielt, wie wir noch weiterhin sehen werden und welche besonders diejenigen Apparate betrifft, die nur zum Verdampfen der Zuckersäfte und nicht zu deren vollständiger Eindickung zu Füllmasse, dem Verkochen, dienen.

Verfolgt man die Form der Apparate vom Howard'schen Apparat an, so gelangt man zu dem Resultat, daß sich die bis jetzt bekannten Apparate in zwei Gruppen theilen lassen und zwar in 1. die der Verdampfapparate mit aufrecht stehenden Körpern und 2. die der Verdampfapparate mit liegenden Körpern.

Zu den ersteren gehören u. a.:

a) der Robert'sche Verdampfapparat,
b) das stehende Zuckervakuum, dessen Urform der Howard'sche Apparat.

Zu den letzteren gehören:

a) der erste liegende Verdampfapparat Rillieux,
b) die meisten neueren Verdampfapparate, deren Hauptformen wir in der Folge kennen lernen werden.

Fig. 8.

Der Verdampfapparat nach Robert ist, wie Figur 8 an drei, wie später zu erklären, mit einander verbundenen Körpern zeigt, ein zilindrischer Körper, in dessen unterem Theil zwei Böden eingespannt sind, durch welche ein mittleres weites Rohr und außerdem der ganzen Fläche nach eine entsprechende Anzahl engere Rohre, oben und unten offen, etwa 50 mm im Durchmesser,

eingezogen sind. In den Raum zwischen den beiden Rohrböden tritt der Heizdampf ein (entweder direkter oder Rück- oder Saftdampf) und umstreicht die Rohre. Innerhalb der Rohre, bis zu einer gewissen Höhe über dem oberen Rohrboden, steht die abzudampfende Flüssigkeit, welche durch ein Ventil eingelassen und nach geschehener Eindickung durch ein anderes abgelassen wird. Das mittlere weitere Rohr, das sogenannte Zirkulationsrohr, soll den Zweck haben, eine kräftige Zirkulation der Zuckersäfte zu erzeugen, indem der Saft, weil in dem Rohre kühler, durch dasselbe abwärts und durch die kleinen Rohre wieder nach oben getrieben werden, und dadurch die Wärmeabgabe eine günstigere sein soll. Auf dem Apparat befindet sich der Dom, ein Sammelgefäß für den Saftdampf, das diesen dem sogenannten Uebersteiger oder Saftfänger zuführt, welcher die Aufgabe hat, allenfalls vom Dampf mitgerissene Flüssigkeitstheile abzufangen (siehe später). Aus dem Uebersteiger tritt der Dampf in die folgenden Körper des Apparates und schließlich in die Kondensationsvorrichtung, wie dies später ausführlich beschrieben werden soll.

Die Hülfstheile (Armatur) dieses Apparates sowie eines jeden ähnlichen bestehen in Folgendem: Im Heizraum: Dampfventil resp. Einlaß, Kondensationswasserablaß, Luftablaßhähne bei der Inbetriebsetzung, oder falls sich mit den entwickelten Dämpfen unkondensirbare Gase bilden, zum Ablaß derselben. Ferner im Saftraum: Safteinlaßventil, Saftablaßventil, Saftstandglas, Schauglas auf Vorder- und Hinterseite, Sicherheitsventil, Spannungsanzeiger (Mano- oder Vakuummeter, Thermometer), Butter- und Lufthahn (Butterhahn, zum Einlassen von Fett bei stark schäumenden Flüssigkeiten), Einsteigloch.

Die Verdampfapparate mit Heizschlangen, innerhalb welchen der Heizdampf strömt, und außerhalb welchen die zu verdampfende Flüssigkeit steht, ist am besten vertreten durch den stehenden Zuckerkochapparat oder das Vakuum. Auch hier bildet bei den neueren und besseren Konstruktionen wenigstens ein zilindrischer Körper die Hauptform, während der Untertheil zum Zweck eines besseren und vollständigen Ablassens der Füllmasse eine gewölbte oder rein konische Form hat, an deren unterster Stelle sich die Ablaßöffnung befindet. Die Heizschlangen, gewöhnlich 2—3, sind in dem unteren Theile in der Weise angebracht, daß sie der Füllmasse beim Abfluß kein Hinderniß bilden; im Uebrigen sind die Bestandtheile, Dom, Uebersteiger, Hülfstheile, dieselben wie beim Robert'schen Apparate. Einen solchen Verdampfkörper stellen die Figuren 9 und 10 in Durchschnitt und äußerer Ansicht dar.*)

Die zweite Gruppe der Apparate wird gebildet von den liegenden Verdampfapparaten; diese unterscheiden sich von den stehenden haupt-

*) Nähere Beschreibung folgt später.

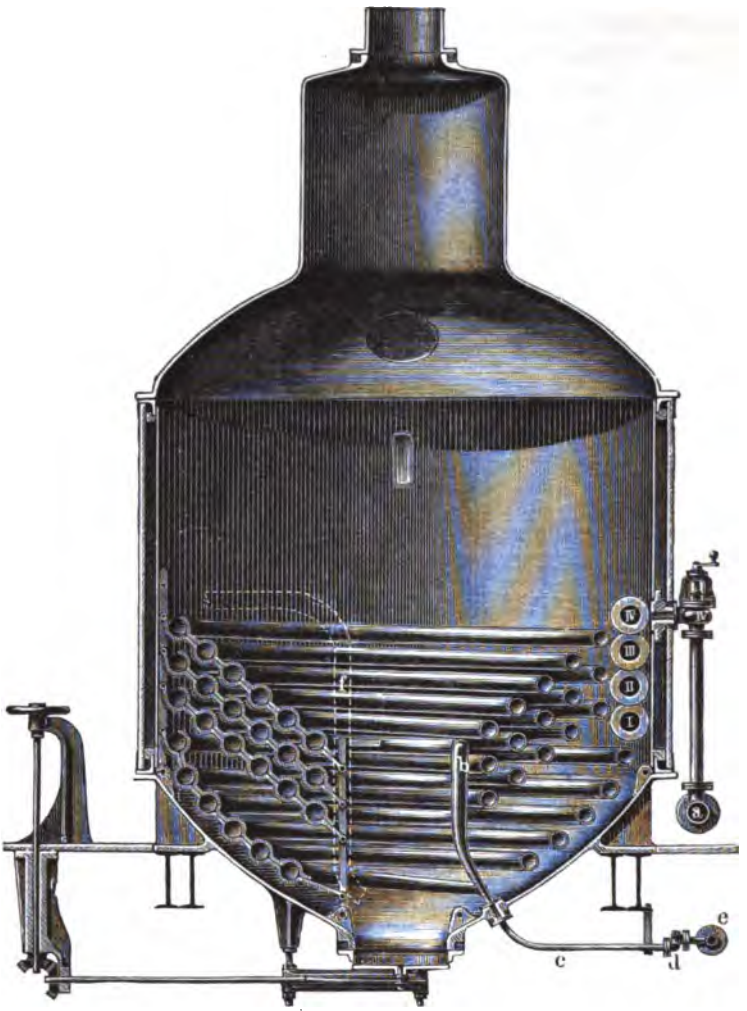


Fig. 9.

fächlich in der Anordnung der Heizvorrichtung, dieſe beſteht hier in einer größeren Anzahl von horizontal liegenden Schlangen oder Rohren, welche am vorderen und rückwärtigen Ende des Apparates in eine gemeinſchaftliche Dampfkammer münden, die für die Dampfzuführung und Kondenſationswaſſer-Ableitung beſtimmt iſt. Auch auf dieſen Apparaten befindet ſich ein Dom, aus dem der Saftdampf einem Saftfänger zugeführt wird, von wo er dann zur Kondenſation gelangt, welche eventuell auch in einem zweiten, ebenſo gebauten Verdampfkörper vor ſich

Fig. 10.

gehen kann, indem die Saftdämpfe in den Heizraum dieſes Körpers geleitet werden.

Der erſte liegende Verdampfapparat iſt der von Rillieux gebaute, deſſen Körper eine zilindriſche Form in liegender Anordnung hat, in welchem die Heizrohre übereinander liegend weit über die Mitte dieſes Zilinders reichen. Da die abzudampfende Flüſſigkeit die Rohre noch überdecken muß, ſo iſt klar, daß nur ein verhältnißmäßig kleiner Raum für Entwicklung des Saftdampfes erübrigt und in Folge deſſen große Mengen Flüſſigkeit von dem Dampfe mit fortgeriſſen wurden; die Aenderung, ſtatt der Rohre

Schlangen anzuwenden, hat hierin keine Besserung hervorgebracht. Es waren auch hier erhebliche Saftverluste nicht zu vermeiden. Ein weiterer Uebelstand dieser Apparate besteht darin, daß der Dampf, der in der vorderen Kammer eintritt, aus der rückwärtigen als Kondensationswasser abgelassen wird, so daß sämmtliche Rohre auf einmal, und in Folge dessen mit einer geringen Geschwindigkeit durchzogen werden; dies ergiebt eine schlechte Wärmeübertragung, indem in einzelnen Theilen des Apparates der Dampf sich schwächer bewegt und bei dem großen Durchmesser der Rohre ein schlechtes Austreiben des gebildeten Kondenswassers ergiebt.

9. Neuere Konstruktionen an Verdampfapparaten.

Es ist eine bekannte Thatsache, daß Flüssigkeiten, welche in Gefäßen zur Verdampfung gebracht werden, die eine hohe Flüssigkeitssäule bedingen, beim Kochen sehr stark wallen. Ein gutes Beispiel für diese Erscheinung findet man an den stehenden Kesseln, welche mit den abziehenden Gasen der Puddel- und Schweißöfen geheizt werden, deren wildes Kochen oft unangenehme Störungen veranlaßt. Die Ursache dieser Wallungen sind die im Innern und am Boden des Gefäßes entwickelten Dampfblasen, welche mit um so größerer Geschwindigkeit, als die Flüssigkeitssäule hoch ist, der Oberfläche zuströmen und, daselbst angelangt, platzen. Bei Flüssigkeit von geringerer Höhe entwickeln sich nur kleine Dampfblasen, welche, da sie keinen weiten Weg zur Flüssigkeitsoberfläche haben, ohne Aufnahme von weiteren Dampfblasen und mit geringer Geschwindigkeit ruhig an die Oberfläche treten. Eine stoßweise kochende Flüssigkeit giebt aber Anlaß zu Verlusten, theils durch Ueberkochen, wenn die Gefäßwände zu niedrig sind, theils durch die abziehenden Dämpfe, welche stets Flüssigkeitstheilchen mitreißen, was namentlich bei konzentrirten Zuckerlösungen schwer in die Wage fällt.

Bei einem Robert'schen Verdampfapparate älterer Konstruktion sind die genannten Uebelstände voll anzutreffen. Hohe Saftsäule, kleiner Flüssigkeitsspiegel und dazu noch ein äußerst niedriger Steigraum für den abziehenden Saftdampf, welcher denselben nicht Zeit läßt, die schwereren mitgerissenen Safttheile fallen zu lassen und mit möglichst großer Geschwindigkeit zur Kondensation zu eilen, sind lauter Nachtheile dieser Konstruktion. Denselben Fehler aber hatten auch die ersten liegenden Verdampfapparate aufzuweisen und sind es da besonders die liegenden zilindrischen Apparate (siehe Figur 11 und 12) alter Konstruktion, welche die von der Oberfläche abgehenden Flüssigkeitstheilchen dem Kondensator zuführen, da die Bewegung der abziehenden Dämpfe, bedingt durch

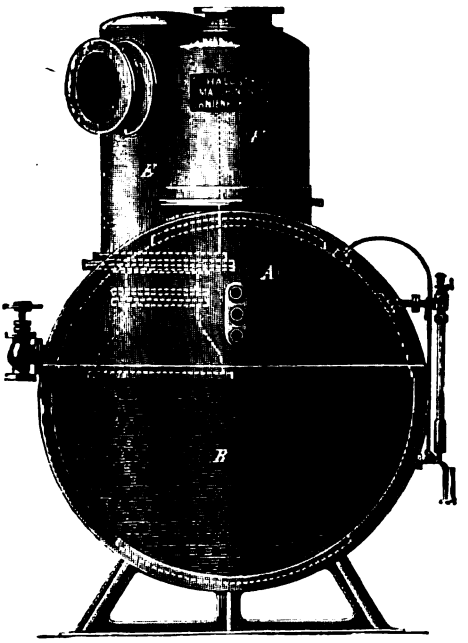


Fig. 11.

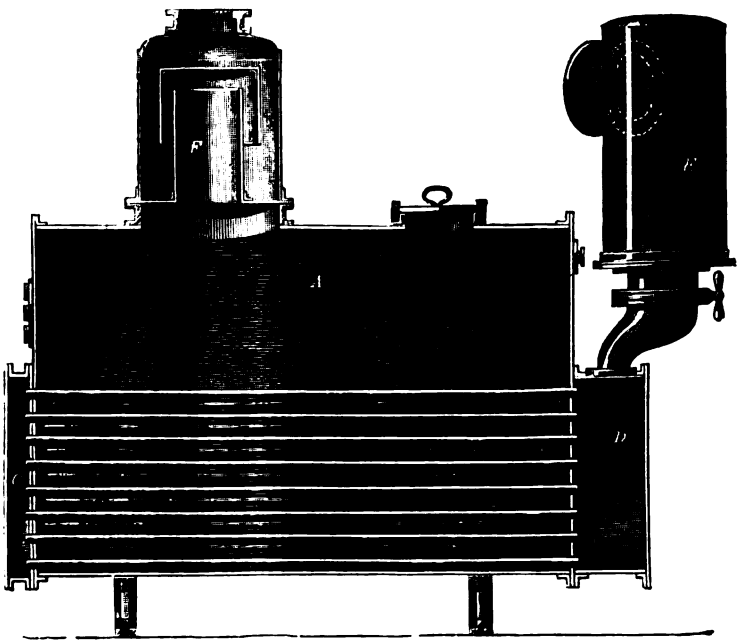


Fig. 12.

die zilindrische Form, nach oben eine immer raschere wird, indem sich der Querschnitt des Steigraumes oberhalb des Flüssigkeitsspiegels, gewöhnlich aber schon unter demselben, bedeutend verringert. Der Dampf durchzieht dann wohl noch einen besonderen Saftfänger, meist aber zwecklos, da die Querschnitte dieser Saftfänger, welche durch Umkehrung der Richtungsänderung ein Absetzen der Flüssigkeitstheile veranlassen sollen, meist zu klein bemessen sind. Der Dampf ist in Folge dessen gezwungen, dieselben mit großer Geschwindigkeit zu durchstreichen und er reißt daher die allenfalls abgesetzten Flüssigkeitstheilchen wieder mit.

Ein weiterer Nachtheil bei hohen Flüssigkeitssäulen liegt in der schlechteren Leistungsfähigkeit der Gesammt-Heizfläche. Vergleichen wir diesbezüglich einen Verdampfapparat, dessen Saftsäule 1,5 m beträgt, wie selbe jetzt noch anzutreffen ist, und einen zweiten Verdampfapparat, dessen Saftsäule blos 0,5 m beträgt. Setzen wir nur gleiche Dichtigkeit wie für Wasser voraus, so wird bei dem ersten Apparate auf die untersten Schichten durch die Flüssigkeit ein Druck von 0,15 Atm. ausgeübt. Es zeige nun das Vakuummeter eine Spannung von 380 mm Queckfilbersäule oder 0,5 Atm. abs. Druck. Es wird dementsprechend die Oberfläche der Flüssigkeit bei 82° C. sieden, während die untersten Schichten der Flüssigkeit dem um 0,15 Atm. höheren Druck entsprechend bei einem Drucke von $0{,}5 + 0{,}15 = 0{,}65$ Atm. zu sieden beginnen wird, das ist bei 88° C. Die mittlere Siedetemperatur im ganzen Heizsistem wird daher $\frac{82 + 88}{2} = 85°$ C. betragen. Ist die Temperatur des zu heizenden Dampfes 100° C., so wird der durchschnittliche Temperaturunterschied in diesem Falle $= 100 - 85 = 15°$ sein. Betrachten wir nun den zweiten Apparat mit 0,5 m Saftsäule und nehmen dieselben Verhältnisse wie früher an, d. i. die Spannung mit 380 mm entsprechend 0,5 Atm. Druck und den Heizdampf mit 100°, so ist klar, daß hier die untersten Antheile bei einer Spannung von $0{,}5 + 0{,}05 = 0{,}55$ Atm. ins Sieden kommen; dies entspricht einer Temperatur von 84° C.; da aber die oberste Schicht bei 82° siedet, so ist die durchschnittliche Siedetemperatur aller Flüssigkeitsschichten 83° C., der durchschnittliche Temperaturunterschied $100 - 83 = 17°$. Da die Größe der Heizfläche im umgekehrten Verhältniß zum Temperaturunterschied steht, so wird die Heizfläche des Verdampfapparates mit niedriger Saftsäule bei unserem Beispiele nur $\frac{15}{17} = 0{,}88$ von jener des Apparates mit hoher Saftsäule zu sein brauchen; man erspart daher 12% an Heizfläche im Vergleich zu diesem.

Ein zweiter Uebelstand der Verdampfapparate älterer Konstruktion, der Robert'schen stehenden, sowie der liegenden Körper, bei welchem der Dampf in die vordere Kammer eintrat und die gesammten Heizrohre in einem Zuge durchströmte, liegt in der äußerst geringen Dampfzirkulation, in Folge welcher der Dampf seine Wärme nur langsam abgeben kann. Betrachten wir einen liegenden Verdampfapparat, dessen Heizfläche 400 Heizröhren von 55 mm Durchmesser bilden, und der für eine Zuckerfabrik bei einer Verarbeitung von 2000 M.-Ctr. Rüben in 24 Stunden bestimmt war. Diese Fabrik wird etwa 120 Pferdekraft zum Betriebe benöthigen und nehmen wir eine Dampfmenge von 35 k für Pferd und Stunde an, so werden in der Stunde $35 \times 120 = 4200$ Std. $= 70$ k per Minute Rückdampf erzeugt, welche der Apparat aufzunehmen hatte. Der Rückdampf hatte eine Spannung von 1,5 Atm., es wog 1 cbm 0,887 k, daher $70 : 0{,}887 = 78{,}9$ cbm in der Minute $= 1{,}3$ cbm in der Sekunde. Die Dampfzuleitung hatte 250 mm in Durchmesser, es trat daher der Dampf durch die Einlaßventile mit einer Geschwindigkeit von 26,5 m in der Sekunde ein und trat in die Heizkammer und aus dieser in die 400 Heizrohre ein. Hier wird aber die Geschwindigkeit des Dampfes eine wesentlich andere sein. Der Gesammtquerschnitt der 552 Rohre $= 0{,}948$ qm, daher die Anfangsgeschwindigkeit $= 1{,}3 : 0{,}948 = 1{,}3$ m in der Sekunde. Der Dampf wird also in die Rohre mit dieser geringen Geschwindigkeit eintreten und diese Geschwindigkeit wird innerhalb des Rohres eine noch geringere werden, indem durch Kondensation an den Rohrenden die Dampfmenge verringert wird. Dadurch ist es aber ganz unmöglich, eine gute und rasche Entfernung des gebildeten Kondensationswassers aus den Rohren zu erzielen, die Transmissionsfähigkeit der Rohre wird dadurch sehr herabgedrückt und es entläßt ein großer Theil des Heizdampfes den Apparat, ohne seine Wärme abgegeben zu haben. Man ist dann gezwungen, um einigermaßen Strömung des Dampfes in den Rohren hervorzubringen, entweder eine künstliche Kondensation beim Austritt aus dem Apparat durch Einspritzung von kaltem Wasser oder Verbindung mit dem Kondensator hervorzubringen oder mittelst groß abgemessener Brüdenpumpen auch unkondensirte Dämpfe abzusaugen. In beiden Fällen treten natürlich Dampfverluste ein, die besonders bei mehrfacher Verwendung des Dampfes ganz empfindlich werden können.

Das hier für einen liegenden Verdampfapparat Gesagte gilt ebenso für den stehenden Robertkörper, die Zirkulation des Dampfes ist auch hier eine geringe und außerdem ungleichmäßig, die Wärmeabgabe ungenügend. Wenn auch hier das Koudensationswasser besser abgeleitet wird, indem es an den

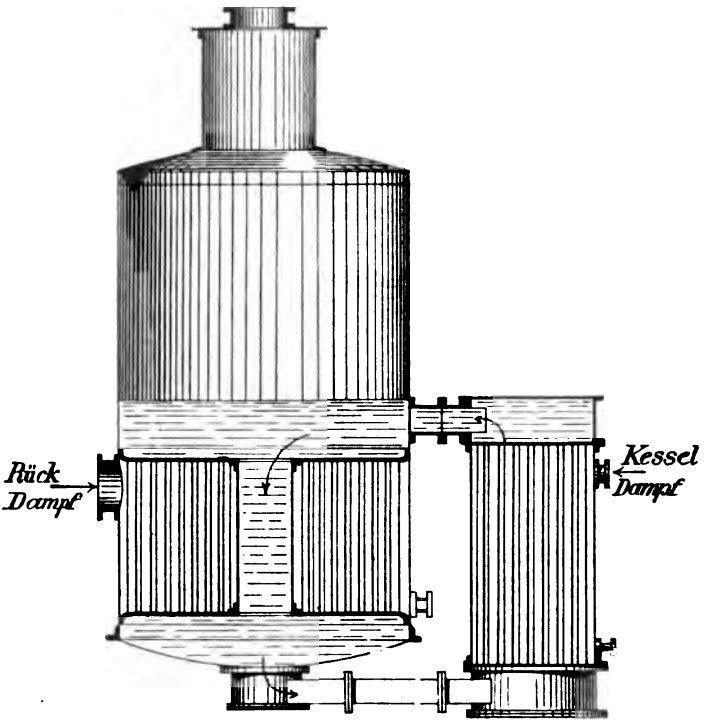


Fig. 13.

Wänden durch die eigene Schwere herunterfließt, so ist das Kochen doch bei dieser Art Verdampfapparaten heftig und stoßweise; wenn dies manchmal als gutes Kochen aufgefaßt wird, so ist es doch nur die verstärkte Wirkung der unter hohem Druck sich entwickelten Dampfblasen in Verbindung mit derjenigen der periodisch sich selbst vom Kondensationswasser reinigenden Heizrohre. Um die Zirkulation des Dampfes sowie die der Flüssigkeit in dem Apparate zu erhöhen, brachte man im Heizsystem verschiedene Verbesserungen an, so z. B. Zirkulationsrohre von 400—500 mm Durchmesser in der Mitte des Apparates (s. oben Fig. 8) oder aber außer Zirkulationskörper (Fig. 13) Schneckengänge und Querwände als Einlagen im Innern des Heizraumes. (Fig. 14 und 15 f. S.)

Bedeutend günstiger in Bezug auf den Transmissionskoeffizienten waren die mit Kupferschlangen versehenen liegenden Apparate, wie solche in Rußland stark verbreitet waren, wenn sie auch in Bezug auf Saftstand und Steigraum keine Verbesserungen enthielten. Der Rückdampf, welcher durch ein Ventil von 250 mm Durchmesser die Heizkammer betritt, expandirt

in einem ſolchen Apparat nicht, indem die Heizkammer nahezu denſelben Querſchnitt beſitzt, wie das Eintrittsrohr. In der Heizkammer münden etwa 19 kupferne Schlangen mit einem Durchmeſſer von 80 mm. Der Dampf geht durch die Schlangen mit einer Geſchwindigkeit von 12 m in der Sekunde und iſt durch dieſe hohe Geſchwindigkeit im Stande, die Rohre vom Kondenſationswaſſer ziemlich frei zu halten, wodurch die Wirkung bedeutend größer wird, als jener der früher angeführten Siſteme. Die anderen erwähnten Fehler, die hohe Flüſſigkeitsſäule, der niedrige Steigraum ſowie Dampfverluſte in Folge kurzer Dampffläche haften jedoch auch an dieſem Apparate.

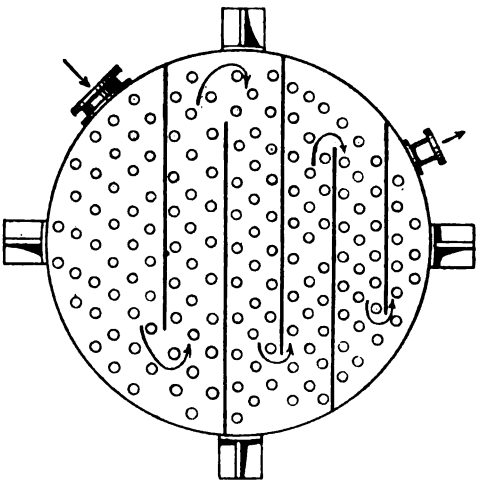


Fig. 14.

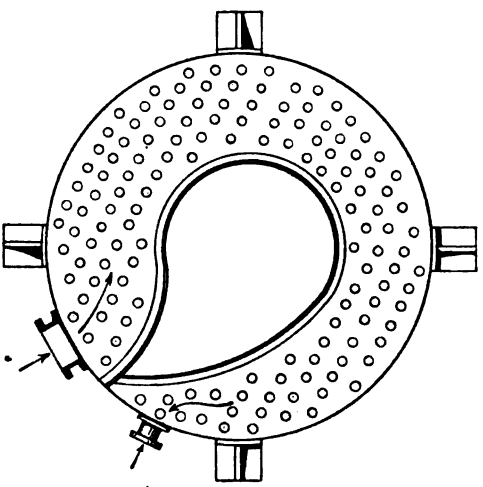


Fig. 15.

Eine bei Weitem beſſere Anordnung in allen Theilen zeigt der Verdampfapparat von Simirenko (Fig. 16 und 17 f. S.). Derſelbe bildet in ſeinem unteren Theile, welcher die Heizrohre enthält, einen Würfel, an dem ſich oben ein ſenkrechter zilindriſcher Theil als Steigraum anſchließt. Die Heizfläche beſteht aus horizontalen Rohren, von denen je zwei Reihen von links nach rechts und zwei Reihen von vorn nach rückwärts, jedoch in paralleler Richtung zu den erſteren gehen. Aus dem gemeinſchaftlichen Dampfzuführungsrohr tritt der Dampf durch A in die Abtheilung B der Heizkammer und durchſtreicht zwei Rohrreihen a a, tritt dann in die Abtheilung C, durchſtreicht die beiden

Rohrreihen b b, tritt nach D und in die Rohrreihen c c über und dann nach E. Das kondenſirte Waſſer geht durch die Oeffnungen m n o ab; derſelbe Vorgang findet auf der anderen Seite durch das Rohr A^1 ſtatt. E iſt das Einlaßventil, F das Ablaßventil für Saft. Durch dieſe Anordnung der Rohre in einzelnen Zügen, welche der einer Heizſchlange ziemlich nahe kommt, iſt eine vollkommen gute Dampfzirkulation ermöglicht, das Kondenſationswaſſer wird an den Röhren nicht haften bleiben können, ſondern wird durch den Dampf, der mit ziemlicher Schnelligkeit die Rohre durchſtreicht, fortgeriſſen. Der Saftſtand iſt ein verhältnißmäßig niedriger, der Steigraum ein entſprechend hoher.

Ein bedeutender Uebelſtand liegt bei dieſem Apparate in der ſchwierigen

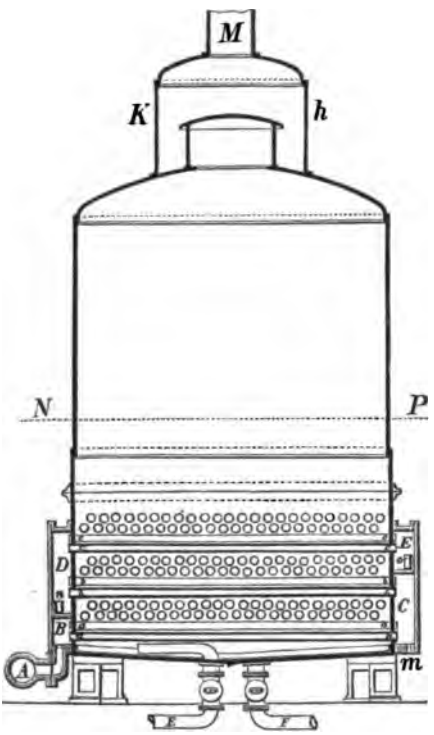


Fig. 16.

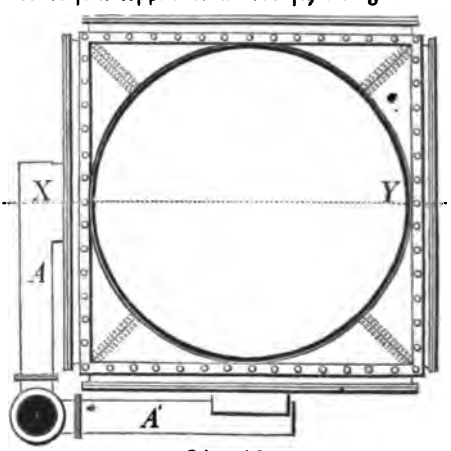


Fig. 17.

Ausführung der ganzen Einrichtung, dadurch geht der durch die Anordnung einer gut leitenden Heizfläche erzielte Gewinn wieder verloren, da die nöthige geringe Heizfläche im Verhältniſſe bei weitem theuerer iſt als bei Apparaten von überall gleichem Querſchnitt. Die theure Herſtellung hebt hierbei den Vortheil der beſſeren Ausnützung der Heizfläche, d. h. der Möglichkeit, eine kleinere anzuwenden, wieder auf.

Um die Dampfwärme vollſtändig auszunützen, hat Simirenko außerdem einen Kondenſationswaſſerſammler (Fig. 18 f. S.) konſtruirt, der die Kondenswäſſer aus den einzelnen Abtheilungen des Verdampfapparates gleichmäßig abzuführen hat, ohne unkondenſirten Dampf zu entfernen.

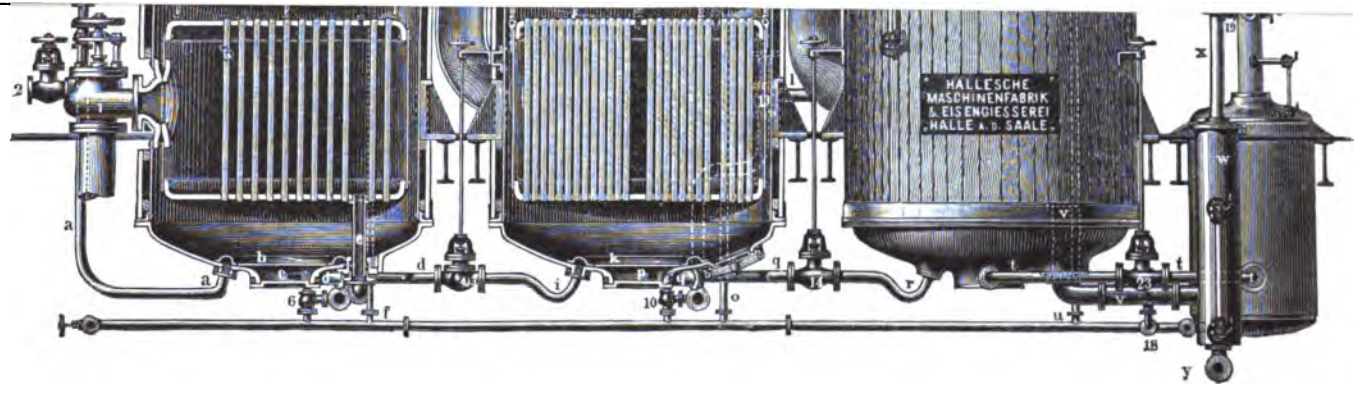

HALLESCHE
MASCHINENFABRIK
& EISENGIESSEREI
„HALLE A. D. SAALE"

Fig. 220

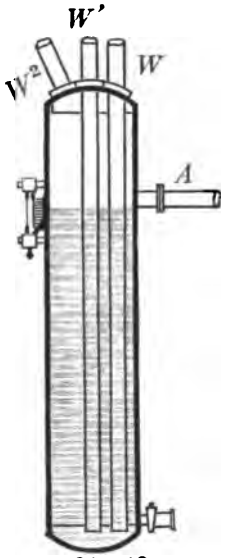


Fig. 18.

Der Sammler besteht aus einem einfachen vertikalen Zilinder, in welchem die Rohre W und W¹ nahe bis zu den unteren Boden reichen, während W² blos in den oberen Theil einmündet. Die Kondenswässer aus den Abtheilungen C und D gehen durch die Oeffnungen m und n in die Rohre W und W¹ zum Boden des Zilinders, während die Abtheilung E, welche stets eine gewisse Menge Gas enthält, durch W² oben einmündet. Eine Pumpe (Luft- oder Brüdenpumpe) zieht die Kondenswässer mit den Ammoniakgasen durch das Rohr A ab. Am unteren Theil ist noch ein Lufthahn angebracht, seitlich ein Wasserstandglas.

Eine eigenthümliche Einrichtung der Heizröhren ist die mit eingehängten Heizkammern, welche von der Halleschen Maschinenfabrik und Eisengießerei, vormals Riedel & Kemnitz, gebaut werden und welche in den Figuren 19 und 20 (siehe Beilage) in Vorderansicht, Durchschnitt und Grundriß dargestellt ist.

Die einzelnen Theile, deren Bestimmung wir später noch kennen lernen werden, sind:

A Dünnsaftkasten,
a Einziehrohr für Saft am I. Körper,
b u. k Saftvertheilungsrohre,
c Saftausgang am I. Körper,
d — 3 Saftüberziehventil vom I. zum II. Körper,
i Safteingang am II. Körper,
p Saftausgang vom II. Körper,
g — 5 Saftüberziehventil vom II. zum III. Körper,
r Safteingang in den III. Körper,
t — 23 Saftausgang vom III. Körper,
e Kondenswasserleitung vom I. Körper,
l Brüdenwasser vom II. zum III. Körper,
v Brüdenwasser vom III. Körper zum Wasserscheider W.,
x Brüdenrohr am Wasserscheider,
20 Regulirventil zu demselben,
y Brüdenwasser vom Wasserscheider zur Pumpe,
a, — 19 Rohr und Ventil zur Entleerung des Dicksafthebers,
1 Rückdampfventil am I. Körper,

2 Kesseldampf-Ventil am I. Körper,
6, 10, 18 Probirwasserventile für die Heizkammern,
f 7, o 11, u 45 Probirwasserventile für die Apparatmäntel,
8, 9, 12 Ventile für Säure,
m Ammoniakabzugrohre,
n Saftablaß vom Uebersteiger,
V Vakuummeter,
T Thermometer,
B Butterhahn,
S Saftstand,
M Dicksaftheber,
W Probirwasserleitung,
G Augengläser,
C Mannloch.

Die Vorzüge dieses Sistems mit eingehängter Heizkammer bestehen hauptsächlich darin, daß die Zirkulation des Saftes im Apparat eine bedeutend lebhaftere und bessere ist als in den Apparaten mit festem Heizrohrsistem und mittleren Zirkulationsrohr, weil der Saft nicht allein durch die Heizrohre, sondern auch um den Mantel der Heizkammer sich frei bewegen kann. Ferner wird die Mantelfläche der Heizkammer in zweckmäßigster Weise ebenfalls als Heizfläche benutzt. Aus diesen beiden Gründen ist die Leistungsfähigkeit dieser Verdampf-Apparate eine größere als diejenige gleich großer Apparate mit festem Rohrsistem, dabei kochen die Apparate ruhiger, mit weniger Ueberreißen von Safttheilchen. Außerdem bietet die Konstruktion der eingehängten Heizkammer den Vortheil, daß man jederzeit in der Lage ist, das ganze Rohrsistem aus dem Apparatkörper herausnehmen und nach jeder Richtung hin untersuchen zu können. Das Hereinbringen und Herausnehmen der Heizkammern ist erfahrungsmäßig ohne Schwierigkeit auszuführen, weil die in den Heizkammern angebrachten Aufhänge-Vorrichtungen in bequemer Weise dazu benutzt werden.

Eine große Veränderung im Bau der Verdampfapparate vollzog sich in der Aufstellung der F. Wellner-H. Jelinek'schen Verdampfapparate, welche im Jahre 1878 konstruirt und im Jahre 1879 zuerst in Böhmen eingeführt wurden und seither eine große Verbreitung erlangt haben. Ein Körper des Wellner-Jelinek'schen Apparates von zwei verschiedenen Einrichtungen ist in Fig. 21, 22 und 23, 24 (siehe Beilagen) dargestellt. In den Figuren bedeuten: F = Saftfänger, V = Vakuummeter, H = Heizkammern, K = Verdampfkörper, R = Heizrohre, T = Tragfüße, Da =

2 Kesselsdampf-Ventil am I. Körper,
6, 10, 18 Probirwasserventile für die Heizkammern,
f 7, o 11, u 45 Probirwasserventile für die Apparatmäntel,
8, 9, 12 Ventile für Säure,
m Ammoniakabzugrohre,
n Saftablaß vom Uebersteiger,
V Vakuummeter,
T Thermometer,
B Butterhahn,
S Saftstand,
M Dicksaftheber,
W Probirwasserleitung,
G Augengläser,
C Mannloch.

Die Vorzüge dieses Sistems mit eingehängter Heizkammer bestehen hauptsächlich darin, daß die Zirkulation des Saftes im Apparat eine bedeutend lebhaftere und bessere ist als in den Apparaten mit festem Heizrohrsistem und mittleren Zirkulationsrohr, weil der Saft nicht allein durch die Heizrohre, sondern auch um den Mantel der Heizkammer sich frei bewegen kann. Ferner wird die Mantelfläche der Heizkammer in zweckmäßigster Weise ebenfalls als Heizfläche benutzt. Aus diesen beiden Gründen ist die Leistungsfähigkeit dieser Verdampf-Apparate eine größere als diejenige gleich großer Apparate mit festem Rohrsistem, dabei kochen die Apparate ruhiger, mit weniger Ueberreißen von Saftttheilchen. Außerdem bietet die Konstruktion der eingehängten Heizkammer den Vortheil, daß man jederzeit in der Lage ist, das ganze Rohrsistem aus dem Apparatkörper herausnehmen und nach jeder Richtung hin untersuchen zu können. Das Hereinbringen und Herausnehmen der Heizkammern ist erfahrungsmäßig ohne Schwierigkeit auszuführen, weil die in den Heizkammern angebrachten Aufhänge-Vorrichtungen in bequemer Weise dazu benutzt werden.

Eine große Veränderung im Bau der Verdampfapparate vollzog sich in der Aufstellung der F. Wellner-H. Jelinek'schen Verdampfapparate, welche im Jahre 1878 konstruirt und im Jahre 1879 zuerst in Böhmen eingeführt wurden und seither eine große Verbreitung erlangt haben. Ein Körper des Wellner-Jelinek'schen Apparates von zwei verschiedenen Einrichtungen ist in Fig. 21, 22 und 23, 24 (siehe Beilagen) dargestellt. In den Figuren bedeuten: F = Saftfänger, V = Vakuummeter, H = Heizkammern, K = Verdampfkörper, R = Heizrohre, T = Tragfüße, Da =

in einem ſolchen Apparat nicht, indem die Heizkammer nahezu denſelben Querſchnitt beſitzt, wie das Eintrittsrohr. In der Heizkammer münden etwa 19 kupferne Schlangen mit einem Durchmeſſer von 80 mm. Der Dampf geht durch die Schlangen mit einer Geſchwindigkeit von 12 m in der Sekunde und iſt durch dieſe hohe Geſchwindigkeit im Stande, die Rohre vom Kondenſationswaſſer ziemlich frei zu halten, wodurch die Wirkung bedeutend größer wird, als jener der früher angeführten Siſteme. Die anderen erwähnten Fehler, die hohe Flüſſigkeitsſäule, der niedrige Steigraum ſowie Dampfverluſte in Folge kurzer Dampffläche haften jedoch auch an dieſem Apparate.

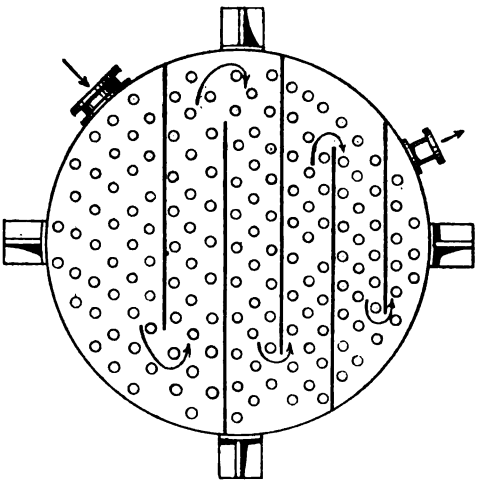


Fig. 14.

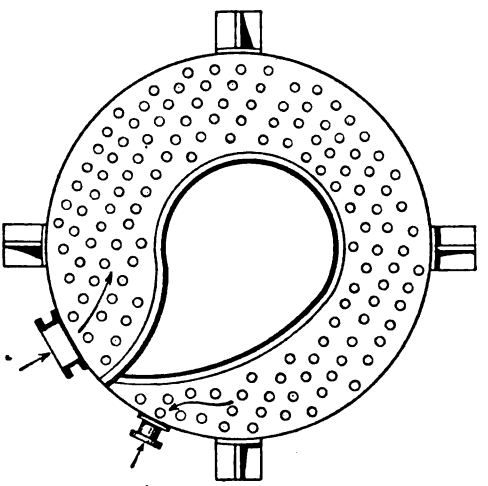


Fig. 15.

Eine bei Weitem beſſere Anordnung in allen Theilen zeigt der Verdampfapparat von Simirenko (Fig. 16 und 17 f. S.). Derſelbe bildet in ſeinem unteren Theile, welcher die Heizrohre enthält, einen Würfel, an dem ſich oben ein ſenkrechter zilindriſcher Theil als Steigraum anſchließt. Die Heizfläche beſteht aus horizontalen Rohren, von denen je zwei Reihen von links nach rechts und zwei Reihen von vorn nach rückwärts, jedoch in paralleler Richtung zu den erſteren gehen. Aus dem gemeinſchaftlichen Dampfzuführungsrohr tritt der Dampf durch A in die Abtheilung B der Heizkammer und durchſtreicht zwei Rohrreihen a a, tritt dann in die Abtheilung C, durchſtreicht die beiden

Heizventil für Kesselbampf, D_r = Heizventil für Rückdampf, C = Kondensationswasserablaß, L = Luftventil, M = Mannloch, S = Schauloch, B = Brüdendampfabzug, W = Schmutzwasserablaß, P = Talpotasimeter, s = Safteinzugsventil, E = Verbindungsstutzen zwischen Apparat und Saftfänger.

Bei der Konstruktion dieses Apparates suchten die Erfinder etwas zu schaffen, was dem Zweck eines guten Verdampfapparates entsprechen sollte und mit den alten Formen, soweit dieselben sich nicht bewährt hatten, vollständig zu brechen; sie wählten deshalb für diesen neuen Apparat die sogenannte Kofferform. Durch diese Form wird es ermöglicht, die Flüssigkeitssäule möglichst niedrig, 0,5 bis 0,6 Meter, zu halten nnd trotzdem die ganze erforderliche Heizfläche unter der niedrigen Flüssigkeitsschicht unterzubringen. Die Heizfläche besteht aus Röhren oder Schlangen von kleinem Durchmesser (etwa 20 mm lichter Weite), welche dem Dampfe eine entsprechende Länge des Weges gestatten, so daß eine vollkommene Kondensation desselben stattfindet; außerdem ist die Einrichtung getroffen, daß die Querschnitte sämmtlicher Rohre eines Dampfzuges solche Abmessungen haben, daß die Geschwindigkeit in derselben nie kleiner wird als die Geschwindigkeit des durch Ventile eintretenden Dampfes; es bleibt die Anfangs-Geschwindigkeit somit stets die gleiche, etwa 25 m (bei einer Spannung von 1,5 Atm.), eine Geschwindigkeit, welche ein Absetzen des Kondensationswassers in den Rohren nicht gestattet. Es wird vielmehr das Wasser in Tropfen mitgerissen und erst am Ende des Zuges abgesetzt. Um die nöthige Länge der Rohre zu erhalten, sind dieselben, wie schon erwähnt, schlangenförmig, in Zügen, angeordnet. Die ganze Heizfläche ist in mehrere Heizsisteme getheilt; ebenso gestattet die Konstruktion statt der Rohre Schlangen zu verwenden mit den angeführten kleinen Durchmesser und entsprechender Länge. Die Wände des Steigraumes sind senkrecht und schließen sich erst in einer gewissen Höhe vom Flüssigkeitsspiegel zu einem Halbkreis. Der untere Boden ist flach, die Flüssigkeit hat bei niedriger Säule auch eine entsprechend große Oberfläche, es entwickeln sich die Brüdendämpfe ruhig, ohne stoßweise abzugehen, trotzdem ist die Zirkulation der Flüssigkeit eine große, weil die ganze Masse gleichmäßig kocht und überall dieselbe Temperatur und derselbe Temperaturunterschied herrscht. Die Brüdendampfabzüge sind von großem Durchmesser, die Höhe der Flüssigkeit zur Höhe des Steigraumes verhält sich wie 1 : 5, ein Ueberkochen daher unmöglich.

Daß die W.-J. Apparate wirklich Ersparnisse an Heizfläche bieten können, ersieht man aus den Ergebnissen der Abdampfversuche, welche im

Großen durchgeführt wurden und die ergaben, daß 1 qm dieſer Heiz-fläche für einen Grad Temperaturunterſchied und Minute 24 Wärme-Einheiten abgiebt, während 1 qm ſtehender Apparate blos 16 Wärme-Einheiten übergehen

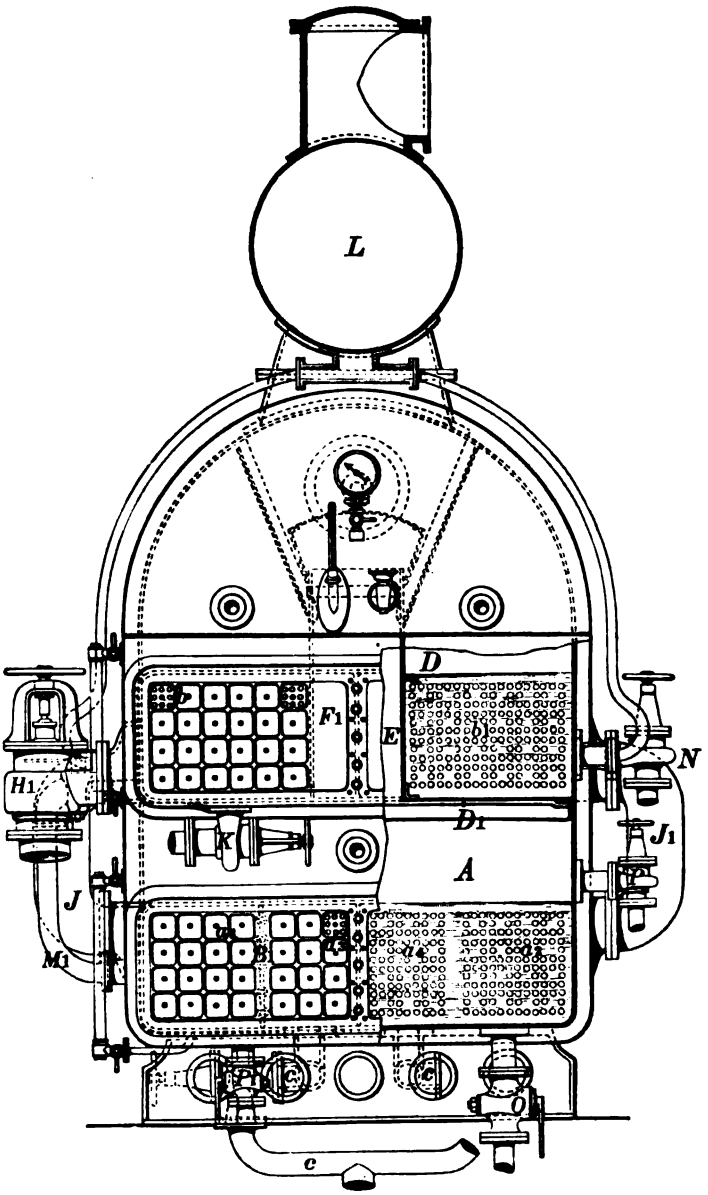


Fig. 25.

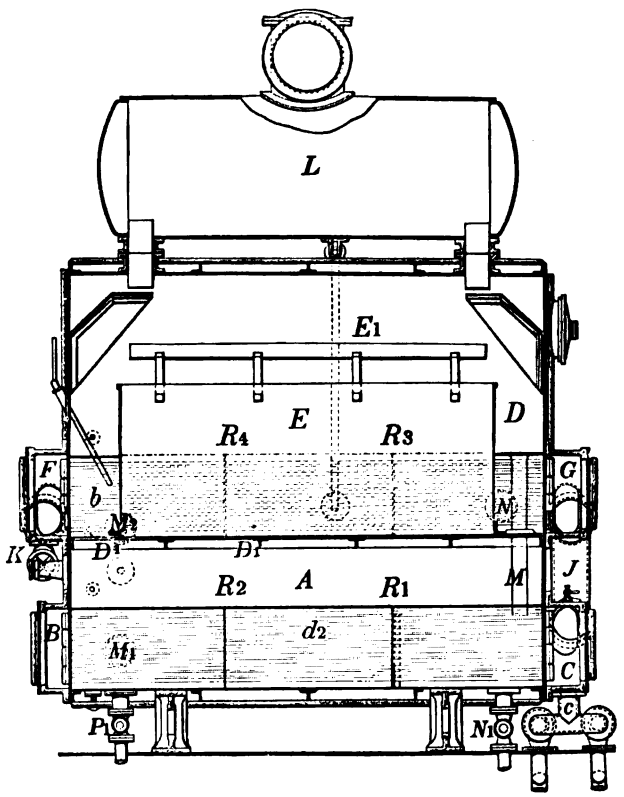


Fig. 26.

läßt. Man ersieht daraus, daß der Werth der Heizfläche eines W.-J. Apparates um $\frac{24}{16} = 1{,}5$ mal größer ist als der eines stehenden Apparates.

Eine noch größere Verdampfoberfläche erhält die kochende Flüssigkeit in dem Stufen- oder sogenannten Etagenapparat, der auch mit Erfolg in der Praxis eingeführt ist.

Figur 25 stellt eine Vorderansicht des Apparates mit weggenommenen Heizkammerdeckeln und theilweisem Schnitt durch die Etagen, Figur 26 einen Virtikallängenschnitt durch den Apparat dar.

Im unteren Theile des Apparates breitet sich die den ganzen Boden bedeckende Heizanlage der ersten Stufe (Etage) A aus, deren schwache Rohre a_1 a_2 a_3 und a_4 durch die Stirnwände des Apparates in die vordere Heizkammer B und hintere Heizkammer C ausmünden. Die obere Stufe D, deren Boden D_1 in geringer Höhe über der unteren Stufe zu

liegen kommt, beſitzt eine kleinere Anzahl Heizrohre b und b_1, da durch den in der Mitte des Bodens D_1 aufgeſetzten Brüdenabzug E der unteren Stufe A einiger Raum verloren geht. Die Heizrohre b der oberen Stufe münden in die Heizkammer F und G und ſind an den Rohrwänden (Stirnwänden) des Apparates nach bekannter Art behufs leichter Auswechſelung mit Kautſchuk gedichtet.

Die Heizung geſchieht nun wie folgt: Die Heizkammer F der oberen Stufe D iſt durch eine Zwiſchenwand in zwei Abtheilungen F_1 F_2 getheilt und beſitzt zum Einlaß des Dampfes die beiden Ventile H_1 und H_2. Der Dampf durchſtrömt in zwei getrennten Strömen die Heizrohre b und b_1 von vorn nach hinten, gelangt in die Abtheilungen G_1 und G_2 der Heizkammer G und fällt dort durch die Verbindungsrohre I und I_1 in

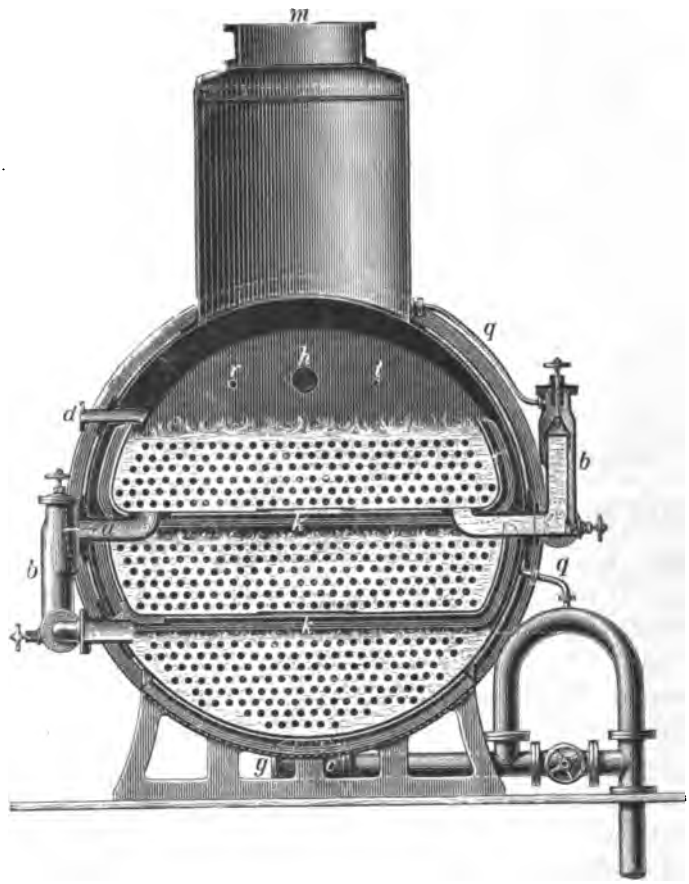


Fig. 27.

die Heizkammer C der unteren Stufe A ab. Dabei gelangt er vorerſt in die Abtheilungen C_1 und C_2, durchſtrömt die Heizrohre a_1 und a_2 von hinten nach vorn und tritt in den Abtheilungen B_1 und B_2 der Heizkammer B in die Rohre a_3 und a_4 über, um dieſelben nochmals von vorn nach hinten zu durchſtreichen und endlich durch die Abtheilungen C_3 und C_4 der Heizkammer C als Kondenſationswaſſer durch die Rohre und Ventile e den Apparat zu verlaſſen. Zur Heizung des Apparates mit direktem Dampf ſind an der Heizkammer F zwei Dampfventile K und K_1 angebracht, ſo daß es möglich iſt, den Apparat zur Hälfte mit direktem, zur Hälfte mit Rückdampf, oder ganz mit direktem oder ganz mit Rückdampf zu ſpeiſen. Durch die ſehr lebhafte Dampfzirkulation werden die Heizrohre andauernd gleichmäßig warm gehalten und es tritt daher, durch die niedrige Saftſchicht über dem Rohr begünſtigt, eine ſehr lebhafte Verdampfung ein, wodurch mit den Brüden ſehr viel Saftttheilchen

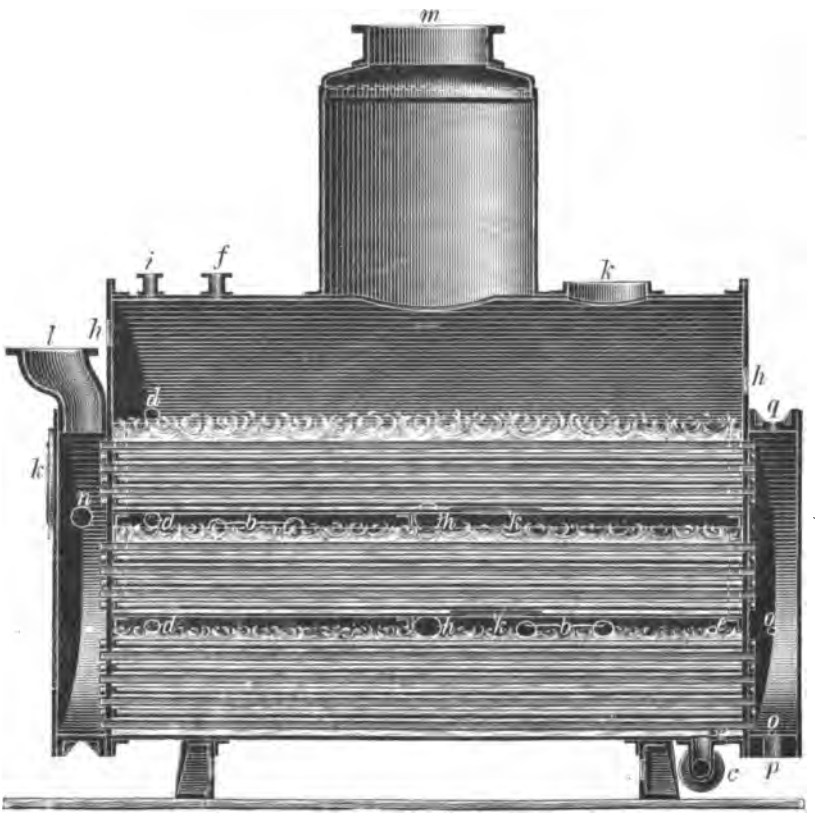


Fig. 28.

verloren gehen würden, wenn nicht sowohl durch die günstige kofferförmige Gestalt des Apparates bezw. dessen Wölbung über der oberen Stufe sowie durch einen eigens aufgesetzten Saftfänger nach bekannter Konstruktion diesem Uebelstande einigermaßen vorgebeugt würde.

Eine eigenthümliche Ausführung des Gedankens der Eintheilung in Stufen stellt der Innenpfannen-Verdampfapparat Patent Müller (D. R.-P. 30677) dar, welcher in den Figuren 27 und 28 (Seite 34 und 35) in zwei Durchschnitten und zwar in der Weise, wie derselbe von C. Heckmann in Breslau gebaut wird, dargestellt ist. Im Herbst 1889 waren bereits 9 solcher Apparate im Betriebe. In einem gemeinschaftlichen Gehäuse befinden sich über einander angeordnete, von einander getrennte Pfannen, so daß die in denselben enthaltenen Flüssigkeiten nicht unmittelbar mit einander in Verbindung stehen. In jeder Pfanne befindet sich ein eigenes Heizsistem mit besonderer Dampfzuleitung und Ableitung der Kondenswässer. Es hat jede Pfanne ihren begrenzten Flüssigkeits- oder Saftstand oberhalb der Heizrohre, welche horizontal angeordnet sind; der Flüssigkeitsstand ist begrenzt durch eine am Boden jeder Pfanne angebrachte Ueberlauf- und Ablaßvorrichtung. Die Lagerung der Heizrohrreihen ist versetzt, angeblich um den sich entwickelnden Dampfblasen freien Durchgang zu gestatten, damit ein ruhiges Kochen erzielt wird und kein Heizrohr direkt über das andere zu liegen kommt. Der Dünnsaft tritt in die oberste Pfanne ein und ergießt sich, wenn der normale Stand erreicht ist, durch den Ueberlaufstutzen b in die darunter liegende Pfanne, von hier abermals in die tiefer liegende Pfanne bis in die unterste, von wo der Dicksaft mittelst Pumpe abgesaugt wird.

Zeichenerklärung zu den Figuren 27 und 28.

a Safteingangsstutzen in der obersten Pfanne,
b Uebersteiger nach der nächst tiefer gelegenen Pfanne,
c Saftablaßstutzen aus der untersten Pfanne,
d Säureeinzüge,
e Saftstand der untersten Pfanne,
f Spülwasser-Eingangsstutzen,
g Spülwasser-Ausgangsstutzen,
h Schaugläser,
i Ausdampfstutzen,
k Mannlöcher,
l Brüdeneingangsstutzen,
m Brüdenausgangsstutzen,
n Eingang für direkten Dampf,

o Wasserstand der Dampfkammer,
p Kondenswasser-Abfluß,
q Ammoniak- und Luftabzüge,
r Butterhahn,
s Vakuum-Manometer,
t Thermometer.

Die Verdampfungsfähigkeit ist wegen der 3 großen Saftoberflächen, der niedrigen Flüssigkeitsschicht und der sehr raschen Bewegung der Saftheilchen an den Heizflächen entlang eine sehr kräftige. Dabei findet ein ruhiges Kochen statt, so daß ein Ueberreißen von Saftheilchen ausgeschlossen ist. Die bei den Berechnungen bisher angenommene Verdampfungsfähigkeit von 35 Liter Wasser für ein qm Heizfläche und Stunde im Dreikörper ist in der Praxis noch übertroffen worden.

Die Handhabung des Apparats ist eine sehr einfache. Hat man einmal herausgefunden, wie viel Saft dem Apparat durch das Einzugsventil nach der oberen Pfanne zugeführt werden muß, so ist ein Stellen an demselben während des Kochens wenig oder gar nicht erforderlich. Die einzelnen Pfannen regeln sich durch die Ueberlaufrohre, deren Schieber man so einstellt, daß die Heizrohre in den Pfannen immer noch von Saft bedeckt bleiben. In der Zeichnung ist der kontinuirliche Saftabzug aus der untersten Pfanne eines letzten Apparates nach dem Saftheber oder Pumpe dargestellt.

Fig. 29.

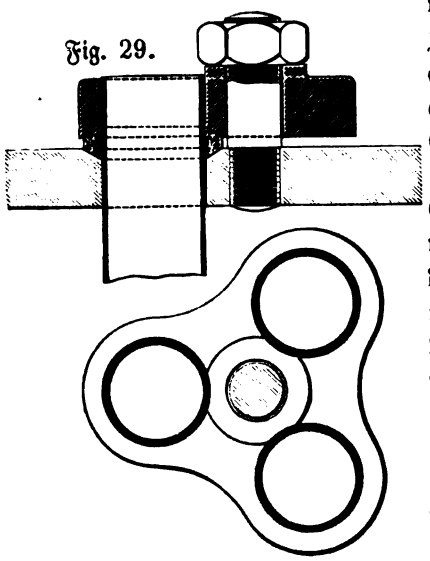


Fig. 30.

Die Dichtung der Rohre in die Stirnplatten ist einfach und zuverlässig. Jedesmal 3 Rohre werden durch aufgeschobene Gummiringe und eine diese Ringe andrückende Brille gedichtet, in ähnlicher Weise, wie dies ja früher vielfach ausgeführt wurde, nur mit dem Unterschiede, daß kein Steg den Querschnitt der Rohre verengt (siehe Fig. 29 und 30).

Ein Verdampfapparat, der in Form und Konstruktion von den bisher beschriebenen wesentlich abweicht, ist der in neuerer Zeit in Amerika aufgekommene Verdampfapparat von Yaryan. Derselbe besteht

aus einem Röhrensiſtem, welches von einem von Dampf durchſtrömten Zilinder umgeben iſt und einem ſogenannten Separator, der die konzentrirte Flüſſigkeit von den Dämpfen ſcheidet. Die zu verdampfende Flüſſigkeit wird dem Apparat durch ein ſtellbares Ventil zugeführt, welches jedem Rohr nur eine gewiſſe Menge Saft zukommen läßt. Ein Theil der

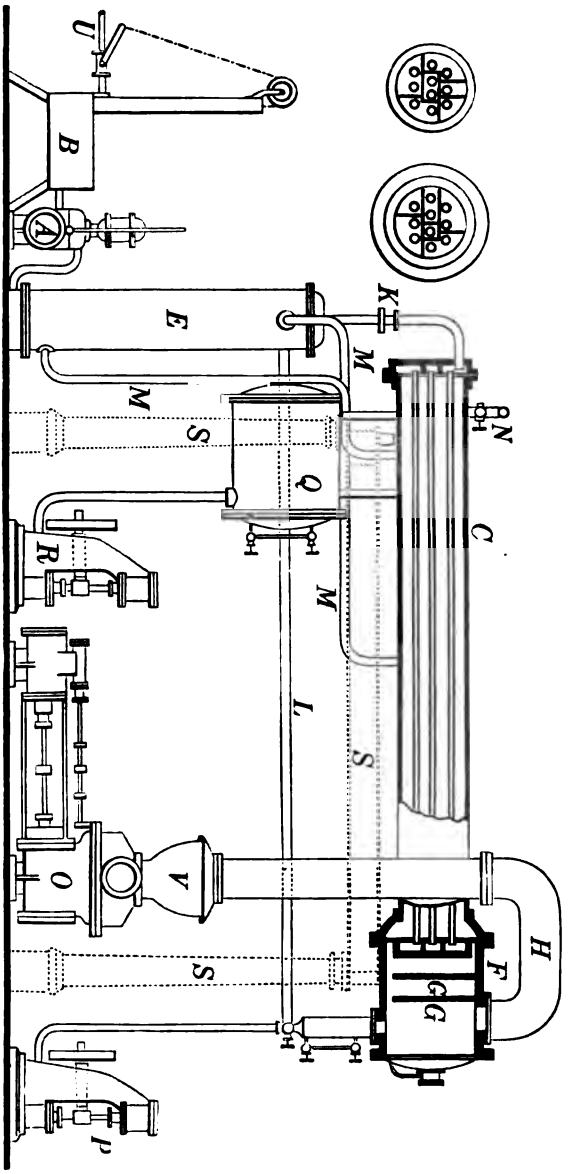


Fig. 31.

Flüssigkeit durchströmt jedes Rohr, ohne länger als eine Minute mit demselben in Berührung zu bleiben, die konzentrirte Flüssigkeit ergießt sich sodann in ein Gefäß, aus welchem sie abgelassen oder von einer Pumpe abgesaugt wird, während der entwickelte Dampf zur Heizung eines zweiten Apparates verwendet oder einem Kondensator zugeführt wird. Der abziehende Brüdendampf geht noch durch eine Vorrichtung, welche allenfalls mitgerissene Safttheile sich absetzen lassen soll. Die Arbeit mit diesem Apparat ist eine ununterbrochene, die Gefahr des Schäumens und Uebersteigens von Säften soll vollkommen vermieden sein. Die Rohre, in welchen die Verdampfung stattfindet (der heizende Dampf ist außerhalb der Rohre), sind aus verzinntem Kupfer und sollen selbst nach langem Gebrauche keine Inkrustationen zeigen, ihre Reinigung erfolgt allenfalls leicht durch einen Dampfstrahl.

In Figur 31 (Seite 38) ist dieser eigenthümliche Apparat, soweit wie hier zum Verständniß nöthig, dargestellt. Genaueres und Vollständigeres wird später bei der Beschreibung der zusammengesetzten Apparate angegeben werden.

II. Berechnung der Heizfläche und des nöthigen Heizdampfes bei Verdampfung mit Luftleere.

Im vorigen Abschnitt haben wir die Menge des nöthigen Heizdampfes sowie die Größe der Heizfläche bestimmt, unter der Voraussetzung, daß die Verdampfung eine offene, d. h. daß die entwickelten Dämpfe in die Atmosphäre austreten. Wir wollen nun annehmen, daß der Raum, der sich über der abzudampfenden Flüssigkeit befindet, der Saftdampfraum, geschlossen ist und wollen unsere Betrachtungen an diesem Apparat anstellen. Um die nun entwickelten Flüssigkeitsdämpfe zu entfernen, muß aber mit diesem Apparat irgend eine Kondensationsvorrichtung verbunden sein, welche entweder durch eine gekühlte Oberfläche, die Oberflächenkondensation, oder durch eingespritzte Kühlwassermengen, die Einspritzkondensation, wirkt. Es ist ohne Weiteres einleuchtend, daß die Kondensation eine kräftigere Wirkung haben wird, wenn die dargebotenen Flächen bez. das eingespritzte Wasser eine niedrigere Temperatur haben wird, als wenn die Kondensation bei einer Temperatur erfolgen soll, welche derjenigen des entwickelten Dampfes ziemlich gleich kommt. Es wird auch hier der Temperaturunterschied zwischen diesem Dampf und dem Kondensationsmittel (Oberfläche und Einspritzwasser) maßgebend sein für die Menge des zur Kondensation nöthigen Wassers und die

Größe der Kondensationsoberfläche. Je rascher und kräftiger nun die Kondensation erfolgt, desto schneller werden die entwickelten Flüssigkeitsdämpfe fortgeschafft, eine desto wirksamere und größere „Luftleere" entsteht im Verdampfapparat. Es ist eine bekannte physikalische Thatsache, daß Flüssigkeiten, welche ganz oder theilweise vom atmosphärischen Druck entlastet sind, leichter sieden, d. h. bei niedrigerer Temperatur ins Sieden kommen, ebenso wie Flüssigkeiten, auf welchen ein höherer Druck als der der Atmosphäre wirkt, bei höherer Temperatur als 100° C., der Siedetemperatur der Atmosphäre, sieden; die entwickelten Dämpfe müssen natürlicherweise immer jene Spannung annehmen, die über der Flüssigkeit herrscht (siehe I. Buch). Spannung und Temperatur des Dampfes sind aber von einander abhängig in der Weise, daß, wenn die eine steigt oder fällt, die andere in gleichem Verhältnisse steigt und fällt. Die Temperatur des entwickelten Dampfes wirkt aber auch auf die der Flüssigkeit zurück, so zwar, daß diese keine höhere Temperatur haben kann als der entwickelte Dampf. Es wird demnach bei Bildung von Luftleere, d. h. einer geringeren Spannung als die der Atmosphäre über der abzudampfenden Flüssigkeit, die Siedetemperatur derselben herabgesetzt. (Vergl. die Tabellen im I. Buche.) Es entsteht zwischen Heizdampf und zu heizender Flüssigkeit ein größerer Temperaturunterschied und in Folge dessen ein rascheres Kochen. Das Umgekehrte tritt ein bei Erhöhung des auf die Flüssigkeit lastenden Druckes, die Temperatur wird höher, der Temperaturunterschied kleiner, das Kochen langsamer.

10. Verlorene Wärme bei der Verdampfung in offenen Pfannen, sowie bei der einfachen Verdampfung in geschlossenen Gefäßen.

Die bei der Berechnung der Dampfmenge und Heizfläche bei Verdampfung mit offenen Pfannen erhaltenen Formeln haben auch hier Geltung.

Wir fanden dort bei der Anwärmung die Formeln:

$$Q = F\,C\left(t_2 - \frac{t_0 + t_1}{2}\right) = Wg\,(t_1 - t_0)\,c$$

$$F = \frac{Wg\,(t_1 - t_0)\,c}{C\left(t_2 - \frac{t_0 + t_1}{2}\right)},\quad Dg = \frac{Q}{r}\quad \text{worin: } 1 = 607 - 0{,}708\,t_1$$

und für die Verdampfung:

$$Q = F\,C\,(t_2 - t_1) = Wg\,(\lambda - t^0)$$

$$F = \frac{Wg\,(\lambda - t_0)}{C\,(t_2 - t_1)}\quad Dg = \frac{Q}{r}$$

worin: $r = 607 - 0{,}708\,t_1$

$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t_2$

t_0 = Temperatur des eintretenden Saftes.

Bei der Verdampfung in offenen Gefäßen hat der siedende Saft die beiläufige Temperatur von 100° C. Nehmen wir nun an, daß der zugeführte, zur Konzentration bestimmte Saft diese Temperatur bereits besitzt, so daß weder zu seiner Erwärmung auf dieselbe eine Wärmemenge erforderlich ist, noch daß er Wärme abzugeben hätte. Der Heizdampf habe 2,5 Atm. = 128° C. Es wird dann der Temperaturunterschied sein 128 — 100 = 28°, woraus die Heizfläche mit $F = Q\ C \times 28$ bestimmt werden kann. Betrachten wir nun die kondensirte Heizdampfmenge und die Menge des mittelst derselben verdampften Wassers. 1 k Heizdampf giebt bei der Verdampfung an Wärme zur Verdampfung ab $r = 607 - 0{,}708 \times 128 = 516{,}4$ Kal., dabei geht aber das Kondensationswasser mit einer Temperatur von $\lambda - r = 131{,}1$ entsprechend dem in der Heizvorrichtung herrschendem Drucke ab, die Gesammtwärme des Dampfes ist $\lambda = 645{,}5$. Im entwickelten Saftdampf ist dagegen die Gesammtwärme $\lambda = 606{,}5 + 0{,}305 \times 100$ enthalten, = 637 Kal., welche abzüglich der 100°, mit welchen der Saft verbleibt, also 637 — 100 = 537, nutzlos verloren gehen. 1 k Heizdampf giebt ab 516,4 Kal., 1 k verdampftes Wasser benöthigt 537 Kal., daher werden 516,40 : 537 = 0,961 k Wasser mit 1 k Dampf verdampft.

1 k Dampf giebt ab 516,4 Kal.

0,961 k verdampftes Wasser haben 516,4 Kal., daher sämmtliche zugeführte Wärmemenge, abgesehen natürlich von Stralungs- und Leitungsverlusten, in die Atmosphäre resp. zum Kondensator geht, daher verloren erscheint.

11. Mehrkörper-Verdampfapparate.

Es ist klar, daß jene Wärmemenge, die in den abgehenden Dämpfen liegt und der Wärme der dem Heizdampf zugeführten Wärmemenge gleich ist, bei der Verdampfung in offenen Pfannen ganz verloren geht und daß bei der Verdampfung im luftleeren Raum zu ihrer Entfernung oder Ableitung noch entsprechende Mengen Kühlwasser herangezogen werden müssen. Die Thatsache, daß man auch die Dämpfe in einem Raume kondensiren kann, dessen Wände eine nur um Geringes niedrigere Temperatur besitzen als der zu kondensirende Dampf selbst hat, brachte auf den Gedanken, diese entwickelten Flüssigkeitsdämpfe zur neuerlichen Verdampfung von anderer Flüssigkeit zu verwenden, und es wurde die Ausführung dieses Gedankens hauptsächlich durch die Anwendung der Druckverminderung (Luftleere) ermöglicht. Stellen wir uns einen Verdampfapparat vor, dessen Saftraum eine Spannung von 0,2 Atm. hat, so wird die Flüssigkeit bei 60° ins Sieden kommen. Zum Heizen dieser Flüssigkeit kann man einen Dampf benutzen, der nur

allein die Erſparniſſe bei mehrfacher Verdampfung kommen in Betracht, ſondern auch die Anlage, welche um ſo theurer wird, je größer dieſe Erſparniſſe werden ſollen, denn wie wir ſpäter ſehen werden, ſind die Heizflächen beim Zweikörper doppelt ſo groß anzulegen wie beim Einkörper, beim Dreikörper dreimal ſo groß u. ſ. f., wie in der Tabelle angeführt iſt. Die praktiſche Grenze in der mehrfachen Verwendung des Dampfes muß in jedem einzelnen Falle die Berechnung entſcheiden, in wie weit es möglich iſt, die vergrößerten Anlagekoſten mit den Erſparniſſen zu decken, was auch namentlich vom Preiſe des Brennmaterials abhängt. Bei billigem Brennmaterial werden ſich die einfacheren Anlagen, bei theuerer Kohle werden ſich die Anlagen von Vier-, Fünf- und Mehrkörpern auch lohnen.

III. Verſchiedene Einrichtungen von Zwei- und Mehrkörpern.

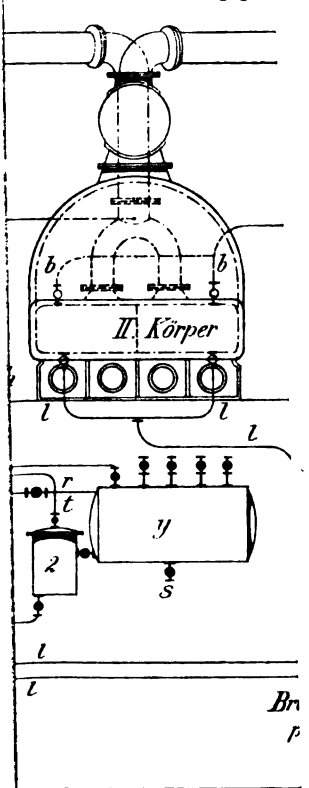
12. Aufſtellungen.

Bei jedem Mehrkörperapparat iſt, wie erwähnt, jeder vorhergehende Körper Dampfentwickler für den nachfolgenden Körper. In derſelben Weiſe kann man jeden Körper des Mehrkörperapparats als Dampfkeſſel betrachten und demſelben Dampf für verſchiedene Zwecke der Fabrikation, hauptſächlich zur Anwärmung der Säfte, welche ſonſt mit koſtſpieligem direkten Dampf erfolgt, entnehmen. Dabei kann man aber ſelbſtverſtändlich mit der Anwärmung nur bis zu einem gewiſſen Grad entſprechend der Temperatur des entnommenen Dampfes gehen. Ebenſo wie man mit Hilfe des erſten Körpers als Dampfentwickler die folgenden heizt, kann man auch mit dem entwickelten Dampf deſſelben ein Zuckervakuum oder einen Syrupkocher ſpeiſen und wird dann auch je nach der Anordnung des Zweikörpers oder Dreikörpers verkochen können.

In Figur 32 (ſiehe Beilage) iſt die Aufſtellung eines ſolchen Dreikörpers in einfacher Weiſe dargeſtellt. Man kann leicht den Weg und die Benutzung der Dämpfe erkennen; es bedeuten:

a Luftabzug aus dem I. Körper,
b „ „ „ II. „
c „ „ „ III. „
e Lufthähne,
f Rückdampfleitung,
g Leitung für Keſſeldampf,
h Ventil für Rückdampf,
i Condenswaſſer der Keſſeldampf-Abtheilung,
k Condenswaſſer der Rückdampf-Abtheilung,
l Brüdenwaſſerleitungen,
m Behälter für Brüdenwaſſer aus II.
n „ „ „ „ III.
o Ueberfallleitung,
p Abzug von Gaſen und Luft aus den Brüdenwaſſerfängern,
2 Automaten m. Schwimmerkugel,

Fig. 1



allein die Ersparnisse bei mehrfacher Verdampfung kommen in Betracht, sondern auch die Anlage, welche um so theurer wird, je größer diese Ersparnisse werden sollen, denn wie wir später sehen werden, sind die Heizflächen beim Zweikörper doppelt so groß anzulegen wie beim Einkörper, beim Dreikörper dreimal so groß u. s. f., wie in der Tabelle angeführt ist. Die praktische Grenze in der mehrfachen Verwendung des Dampfes muß in jedem einzelnen Falle die Berechnung entscheiden, in wie weit es möglich ist, die vergrößerten Anlagekosten mit den Ersparnissen zu decken, was auch namentlich vom Preise des Brennmaterials abhängt. Bei billigem Brennmaterial werden sich die einfacheren Anlagen, bei theuerer Kohle werden sich die Anlagen von Vier-, Fünf- und Mehrkörpern auch lohnen.

III. Verschiedene Einrichtungen von Zwei- und Mehrkörpern.

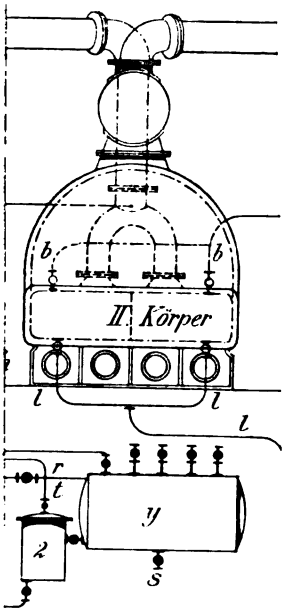
12. Aufstellungen.

Bei jedem Mehrkörperapparat ist, wie erwähnt, jeder vorhergehende Körper Dampfentwickler für den nachfolgenden Körper. In derselben Weise kann man jeden Körper des Mehrkörperapparats als Dampfkessel betrachten und demselben Dampf für verschiedene Zwecke der Fabrikation, hauptsächlich zur Anwärmung der Säfte, welche sonst mit kostspieligem direkten Dampf erfolgt, entnehmen. Dabei kann man aber selbstverständlich mit der Anwärmung nur bis zu einem gewissen Grad entsprechend der Temperatur des entnommenen Dampfes gehen. Ebenso wie man mit Hilfe des ersten Körpers als Dampfentwickler die folgenden heizt, kann man auch mit dem entwickelten Dampf desselben ein Zuckervakuum oder einen Syrupkocher speisen und wird dann auch je nach der Anordnung des Zweikörpers oder Dreikörpers verkochen können.

In Figur 32 (siehe Beilage) ist die Aufstellung eines solchen Dreikörpers in einfacher Weise dargestellt. Man kann leicht den Weg und die Benutzung der Dämpfe erkennen; es bedeuten:

a Luftabzug aus dem I. Körper,
b " " " II. "
c " " " III. "
e Lufthähne,
f Rückdampfleitung,
g Leitung für Kesseldampf,
h Ventil für Rückdampf,
i Kondenswasser der Kesseldampf-Abtheilung,
k Kondenswasser der Rückdampf-Abtheilung,
l Brüdenwasserleitungen,
m Behälter für Brüdenwasser aus II.
n " " " " III.
o Ueberfallleitung,
p Abzug von Gasen und Luft aus den Brüdenwasserfängern,
2 Automaten m. Schwimmerkugel,

Fig. 1



r Ausgleichsventil,
s Ablaßventile,
t Ausgleichsventile,
u Brüdenwasserleitung zur Filtration, Kalklösche ꝛc.,
v Brüdenwasserleitung zum Speisekessel,
w Leitung von frischem Wasser,
x, y Dampf- und Wassersammler.

Die nachstehenden Figuren 33 und 34 stellen einen von Hallström gebauten stehenden Zweipfannenapparat mit Uebersteiger und Hodeck'schem Saftfänger (s. später) dar.

A ist der Dünnsaft-, B der Dicksaftkörper.

Die Konstruktion beider Körper ergiebt sich, da sie im Wesentlichen gleich sind, aus dem Querschnitt des Körpers A.

a und b bedeuten die zur Aufnahme der, meistens messingenen, Heizrohre d d durchbohrten Platten. Durch die Mitte dieser Platten geht ein weites sogenanntes Zirkulationsrohr, welches den Zweck hat, einen großen Theil der in den engeren Heizröhren aufgetriebenen Säfte wieder in die untere Abtheilung fließen zu lassen; außerdem dient es zur Hindurchführung des Rohres e für frischen Dünnsaft.

Der Dampf von den Maschinen wird durch Ventil 1 in das durch die beiden Rohrplatten abgeschlossene Heizsistem geleitet und umspült er dort die mit Saft gefüllten Rohre. Genügt der Dampf nicht, so wird durch Ventil 2 dem Heizsistem Kesseldampf zugeführt.

Der zweite Körper ist durch Ventil 1 und 2 im Stande, selbstständig zu arbeiten, falls der erste Körper aus irgend einem Grunde ausgeschaltet werden muß. Die Brüdenleitung G und F wird durch Einschaltung von Blindscheiben an den geeigneten Stellen danach eingerichtet.

Doppelventil 3 mit Leitung e e, welche schließlich am Boden durch kreuzförmige etwas aufwärts gebogene Arme getheilt geführt wird, läßt den Dünnsaft in die Apparate ein. Den Höhenstand des Saftes in den Apparaten kann man außen durch die Schaugläser g, deren mehrere übereinander angebracht sind, beobachten. p ist ein mit Kelchglas zur Aufnahme des Aräometers versehener Probenehmer, derselbe ist durch Hähnchen und Rohrstutzen in geeigneter Weise mit dem Apparat verbunden. m Thermometer, n Vakuummeter, o Butterhahn, q Mannlochverschlüsse zum Befahren des Apparates.

Auf den oberen Böden befinden sich die Dome C, in welchen sich Saftfangvorrichtungen in Gestalt eines weiten Rohrstutzens mit darüber gestülpter Haube befinden.

Die Luftpumpe, in diesem Fall eine trockene, hat nur Luft aus dem Kondensator durch Stutzen S und daran schließende Rohrleitung zu

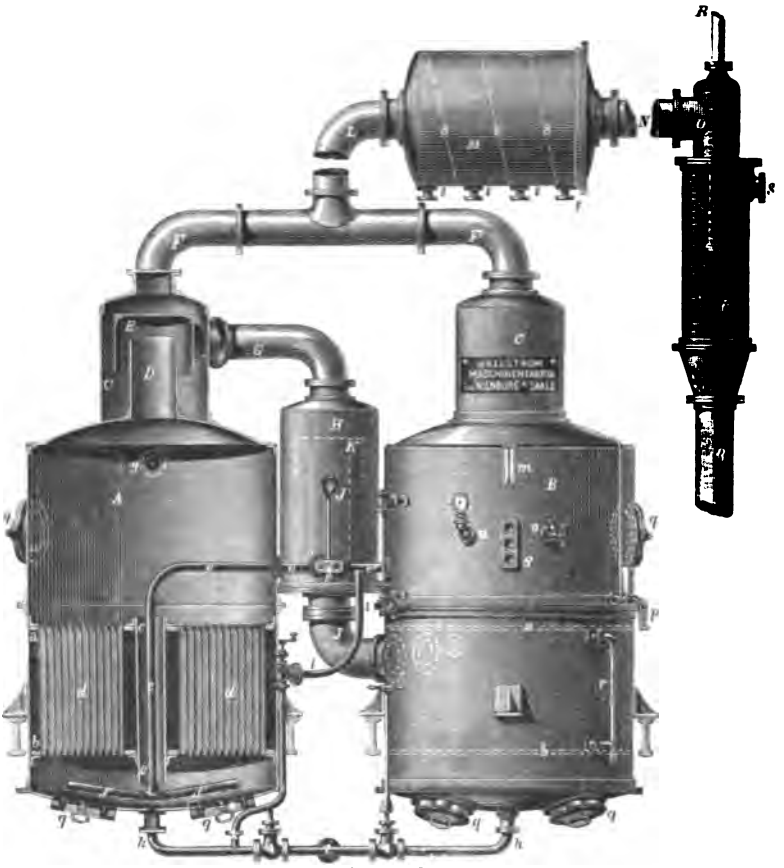


Fig. 33.

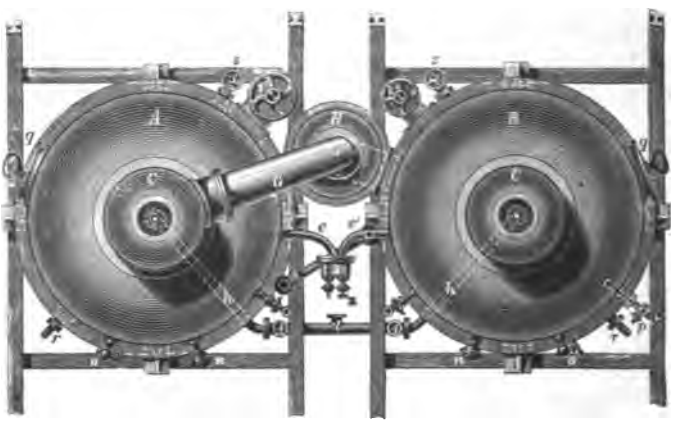


Fig. 34.

bewältigen, während das eingespritzte Wasser mit dem verdichteten Brüden durch das Abfallrohr Q abfließt. Das Kondensationswasser aus dem Heizsystem des ersten Körpers gelangt mittelst Rohr r zum Schwimmertopf und auf möglichst direktem Wege von da nach dem Wassersammler, während dasjenige aus dem zweiten Körper durch besondere Brüdenpumpe mit den nicht kondensirbaren Gasen abgezogen und nach dem sogenannten Ammoniakwasserkasten gedrückt wird.

Der im ersten Körper eingedickte Saft gelangt mittelst Rohre h, k und Ventil, sowie durch Rohr l vermöge des vorhandenen Druckunterschiedes in

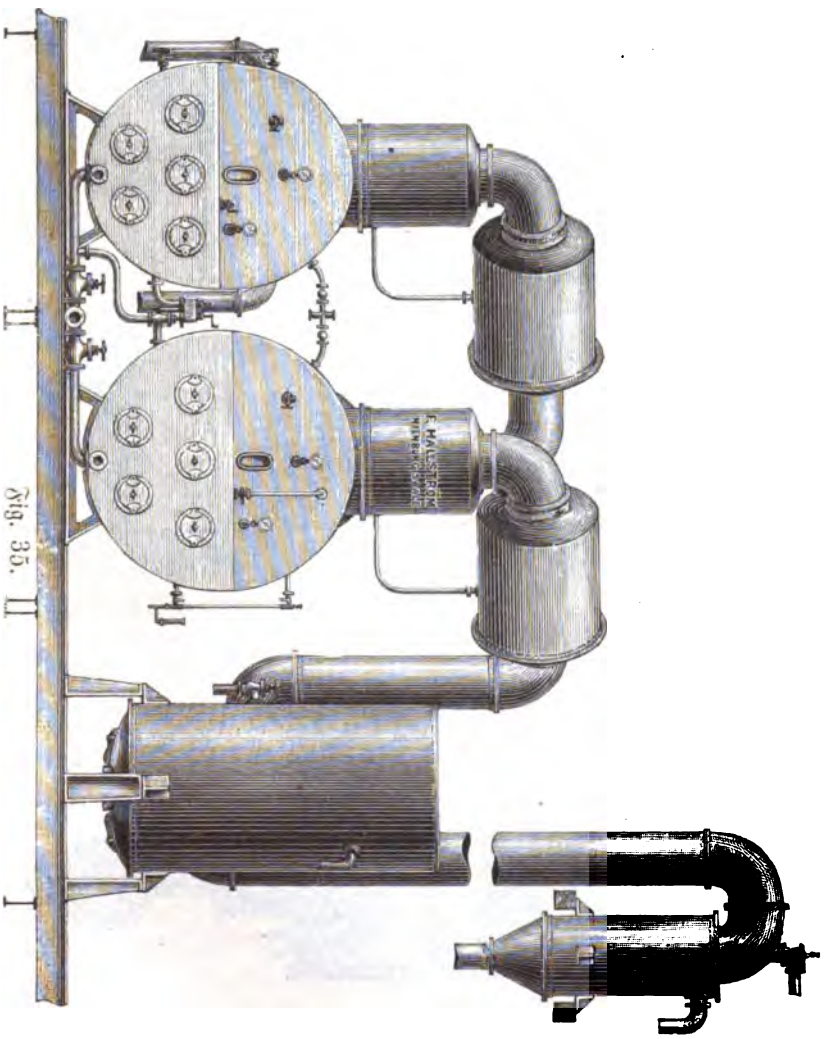


Fig. 35.

beiden Körpern ſelbſtthätig in den Dickſaftkörper B, während der Dickſaft aus Körper B durch Rohr h, Ventil 4 und Rohr i nach dem Dickſaftheber und von da weiter geleitet wird.

Aufriß.

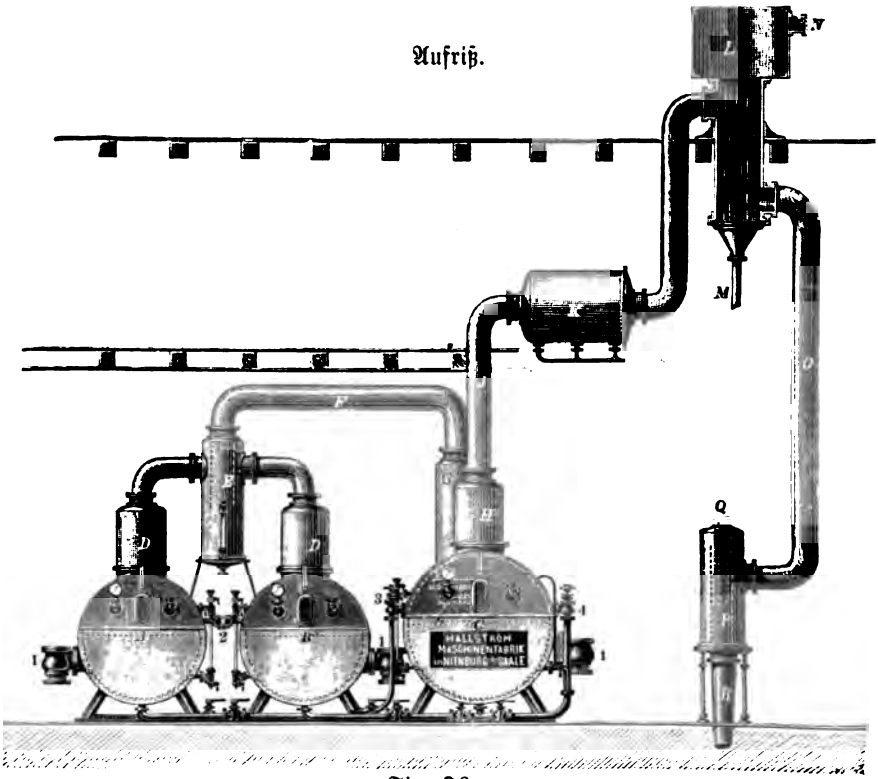


Fig. 36.

Grundriß.

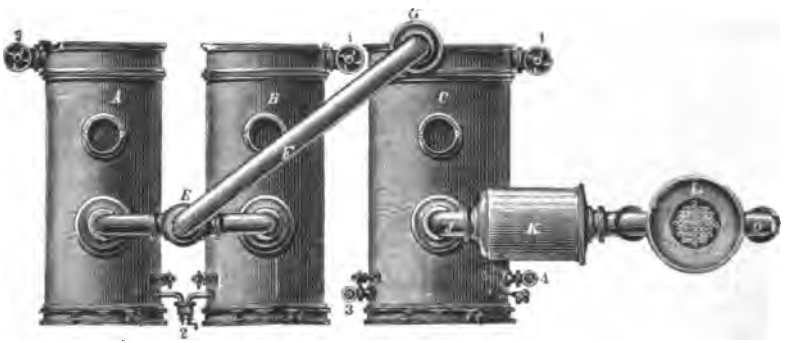


Fig. 37.

Figur 35 (Seite 47) stellt einen liegenden Zweipfannen-Verdampfapparat mit Hodeck'schen Saftfängern, Kalorisatoren und Kondensator für nasse oder trockene Luftpumpe, ebenfalls von Hallström, dar, welcher nach dem Vorhergehenden ohne Erklärung verständlich sein wird.

Einen anderen liegenden Verdampfapparat derselben Firma mit zwei Dünnsaftkörpern und einen Dicksaftkörper sowie Diffusionswasser-Wärmer stellen die Figuren 36 und 37 (Seite 48) dar; die Benutzung der Dämpfe für diese Anwärmungen wird später besprochen werden.

Der Dünnsaftkörper besteht hier aus zwei Apparaten. Es ist dieses eine Konstruktion, welche bei Neuanlagen nicht mehr ausgeführt wird, wohl aber bei Umbauten bezl. bei Vergrößerung einer vorhandenen Zuckerfabrik im Interesse der wohlfeilen Herstellung der vergrößerten Verdampfstation sich unter Umständen als brauchbar erweisen kann.

A und B sind die beiden Dünnsaftkörper, C ist der Dicksaftkörper, 1, 1 sind die Ventile für Dampf, welcher in den beiden ersten Körpern eingeführt wird. Die Saftdämpfe steigen durch die Dome D und Brüdenleitung in den gemeinschaftlichen Uebersteiger E, von da durch Leitung F und Uebersteiger G in die Dampfkammer bezl. in die Heizrohre des Dicksaftkörpers C und der Brüden wird durch Leitung J und Hodeck'schem Saftfänger einem Kalorisator und schließlich durch die Leitung O dem nassen Kondensator P zugeführt und von der Luftpumpe mit dem eingespritzten Wasser abgesaugt. 2 ist ein Doppelventil zum Einziehen des dünnen Saftes in die Körper A und B, 3 und 4 sind Ventile zum Einziehen des Saftes aus den beiden Dünnsaftkörpern nach dem Dicksaftkörper.

Hähne zum Ablassen des Dicksaftes nach dem Saftheber, sowie zum Fortleiten des Spülwassers ꝛc. sind vorhanden, ebenso befinden sich an den Apparaten die üblichen Hülfstheile.

Ventil 1 am Dicksaftkörper wird nur benützt, wenn die ersten beiden Dünnsaftkörper ausgeschaltet sind, es wird in diesem Falle die Drosselklappe, welche sich unter dem Uebersteiger G befindet, geschlossen.

Die äußere Einrichtung eines Wellner-Jelinek'schen Verdampfapparates — Dreikörper — stellt Figur 38 (Seite 50) dar. (Die innere siehe Seite 30 ff.)

Zeichenerklärung:

A Erster Körper,
B Zweiter „
C Dritter „
S Saftfänger,
a Brüdendampfleitung vom I. Körper zum Heizraum des II. Körpers,

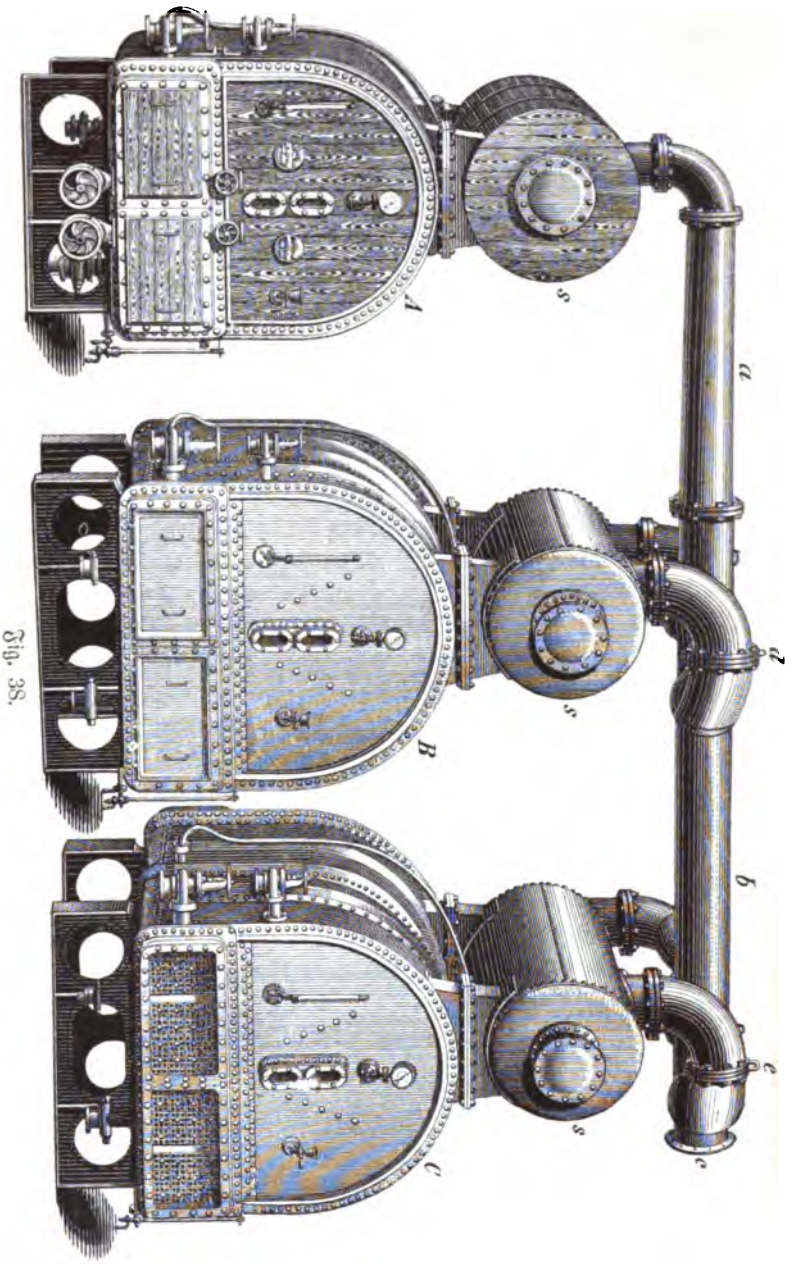
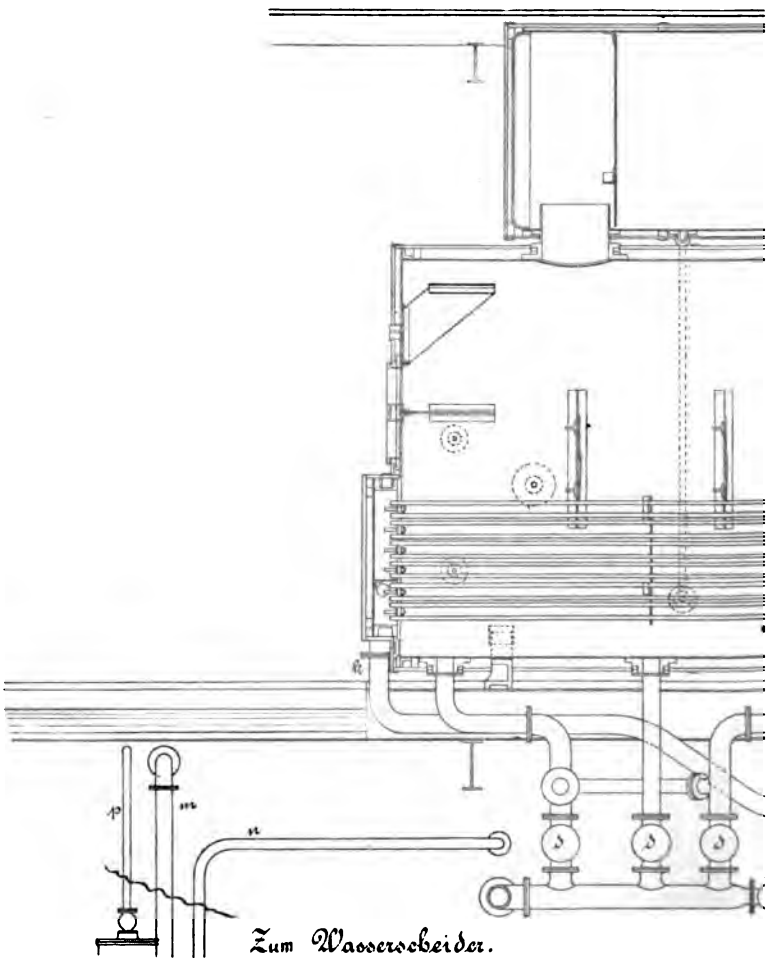


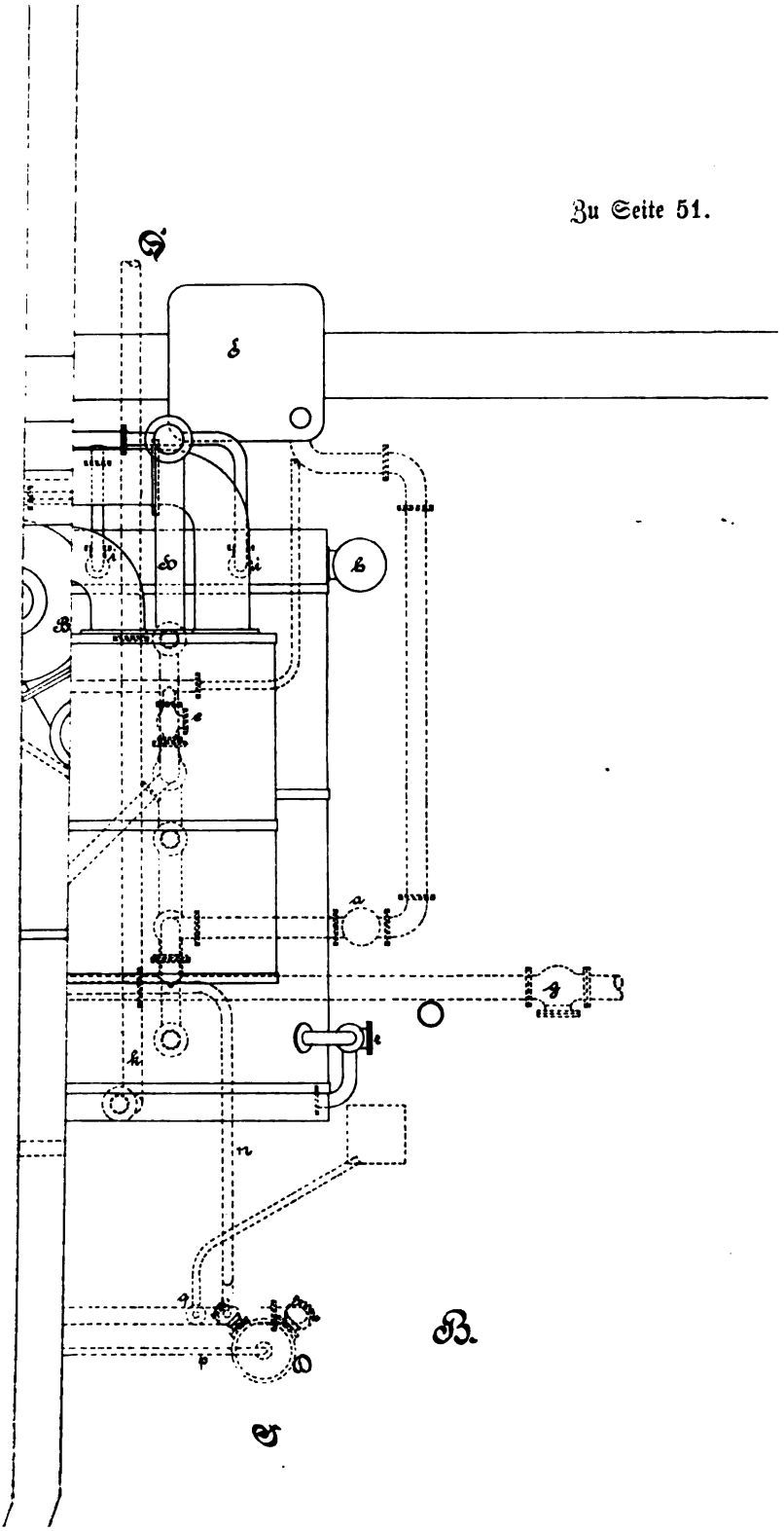
Fig. 38.

Ausschlagetafel 3. Fig. 39.

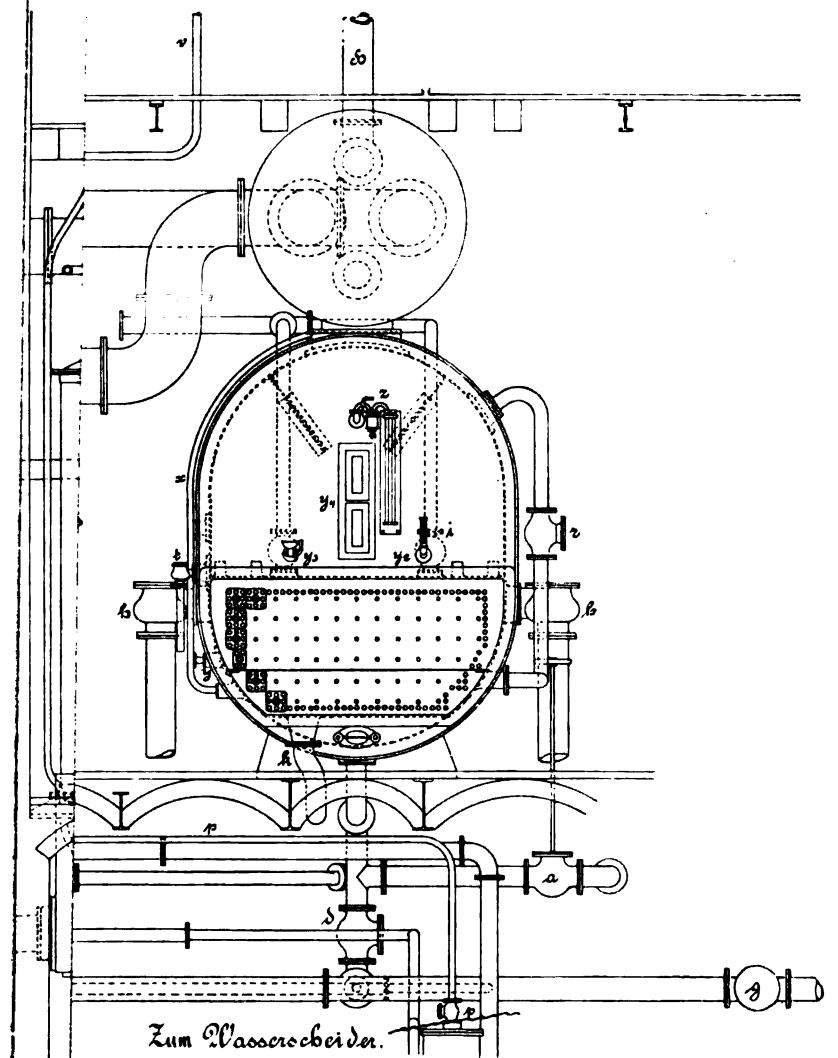
Schnitt C-D.



Zu Seite 51.



Zu Seite 51.



b Brüdendampfleitung vom II. Körper zum Heizraum des III. Körpers,
c Brüdendampfleitung zum Kondensator,
d Ausschaltleitung für den Fall als der II. Körper ausgeschaltet werden soll und I. und III. als Zweikörper arbeiten,
e Ausschaltleitung für den Fall als der III. Körper ausgeschaltet wird und I. und II. als Zweikörper arbeiten sollen,
s Uebersteiger und Saftfänger (siehe später).

Die Figuren 39 bis 41 (siehe Beilagen: Ausschlagetafel 3, 4, 5) stellen einen horizontalen Verdampfapparat dar, wie derselbe von der Halle'schen Maschinenbauanstalt (vormals Riedel & Kemnitz) angefertigt wird. Tafel 3 ist die Durchschnittszeichnung eines Körpers, Tafel 4 der Grundriß, Tafel 5 der senkrechte Schnitt nach der Linie A B eines von vier solchen Verdampfkörpern gebildeten Vierkörpers. In allen 3 Zeichnungen stellen dieselben Buchstaben dasselbe dar.

Zeichenerklärung zu den Figuren 39 bis 41:

a Safteinziehventil des I. Körpers,
b_1 Saftüberziehventil vom I. zum II. Körper,
b_2 " " II. " III. "
b_3 " " III. " IV. "
c Saftablaß vom IV. Körper nach den Montejus (Heber),
d Schlammablaßventile des I., II., III. und IV. Körpers,
e Einlaßventil für Dampf- und Probirwasser in den I., II., III. und IV. Körper,
f Absperrventil für Probirwasser,
g " " Ablaßwasser aus den Apparaten,
h Rückdampfventile am I. Körper,
i Ventile für direkten Dampf am I. Körper,
k Kondenswasserablaß vom I. Körper,
l Brüdenwasserüberzieh-Ventile des III. und IV. Körpers,
m Brüdenwasserablaß vom IV. Körper,
n Brüdenwasser- und Probirwasserauslaß aus dem Diffusionswasser-Kalorisator,
o Ventil zur Luftentleerung des Dicksafthebers,
p Brüdenabzug vom Wasserscheider nach dem Kondensator,
q Probirwasser-Ablaßventil,
r Luftabzug vom I. Körper,
s Ammoniakabzüge vom II., III. und IV. Körper,
t Ventile zum Einziehen von Säure,
u Entluftungsventil für den Wassersammler,

v Zirkulationsrohre vom Dicksaft-Kalorisator,
w Zirkulationsrohre von den Kalorisatoren der I. und II. Saturation,
x Saftablaß aus dem Saftfänger des I., II., III. und IV. Körpers,
y Saftstand,
y_1 Vakuummeter,
y_2 Thermometer,
y_3 Butterhahn,
y_4 Augenglas,
z Vakuummanometer,
A Gegenstrom-Kalorisator,
B Diffusionswasser-Kalorisator,
C Dicksaftheber,
D Wasserscheider,
E Dünnsaftkasten,
F Fallwasserkasten,
G Brüdenleitung nach den Kalorisatoren für I. und II. Saturation und nach der Diffusionsbatterie,
H Brüdenleitung nach dem Dicksaft-Kalorisator.

Ein von derselben Firma gebauter stehender Apparat — Vierkörper —, dessen innere Einrichtung Seite 29 beschrieben worden, ist in den Figuren 42 bis 47 (Beilagen: 4 Ausschlagetafeln in verschiedenen Schnitten, wie bei den Zeichnungen bemerkt,) dargestellt. Die Figur 45 ist eine Einzeldarstellung der Uebersteiger mit Abschlußventil für Ausschaltung einzelner Körper, Fig. 46 stellt einen einzelnen Wasserscheider dar. In allen Zeichnungen bedeuten gleiche Buchstaben dieselben Theile.

Zeichenerklärung zu den Figuren 42 bis 47:

a Safteinziehventil zum I. Körper,
a_1 „ „ II. „
a_2 Saftüberziehventil vom I. zum II Körper,
a_3 „ „ II. „ III. „
a_4 „ „ III. „ IV. „
a_5 „ „ I. „ III. „
a_6 „ „ II. „ IV. „
b Saftablaß vom IV. Körper,
b_1 „ „ III. „
c Kondenswasserablaß vom I. Körper,
c_1 „ „ II. „
d Brüdenwasser aus den Heizkammern,
d_1 „ vom II. zum III. Körper,

Fig.

goschnitt.

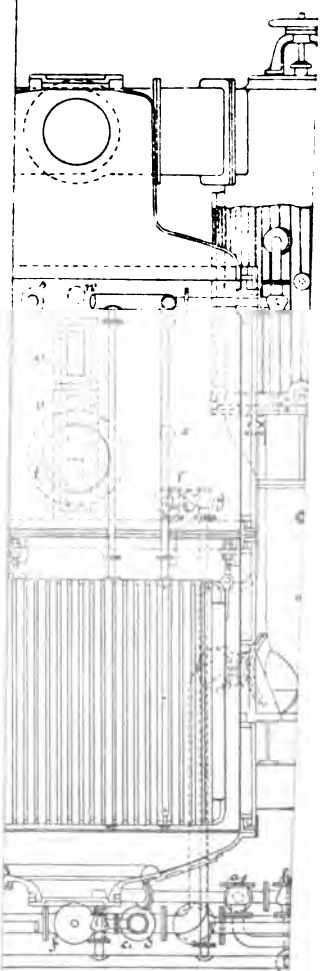
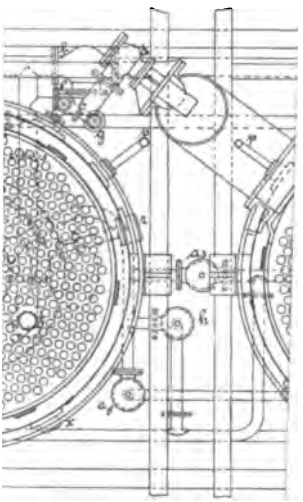
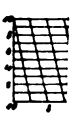


Fig. 43.

Schnitt A.B.

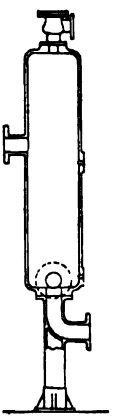




LIBRARY OF
CALIFORNIA

Fig. 46.

Wasserscheider.



iſt ein Vier- bez. Dreikörper. Der Yaryan-Verdampfapparat wird von der Metallwaarenfabrik, vormals Zickerick, in Wolfenbüttel gebaut.

Die Arbeitsweiſe iſt folgende: Die Speiſepumpe A ſaugt die zu verdampfende Flüſſigkeit aus dem Speiſekaſten B, drückt ſie durch den Vorwärmer E in das Vertheilungsrohr K, durch welches ſie dann gleichmäßig auf die Zahl der Schlangen vertheilt in den Apparat gelangt. Nach dem Durchgang durch die Schlangen tritt die Flüſſigkeit, gegen die Prellbleche G ſtoßend, in die Scheidekammer F. Hier ſcheidet ſich dieſelbe von den Brüden, fällt in das Sammelgefäß J und gelangt dann durch die Röhren L und das Vertheilungsrohr K nach dem nächſten Körper, wo

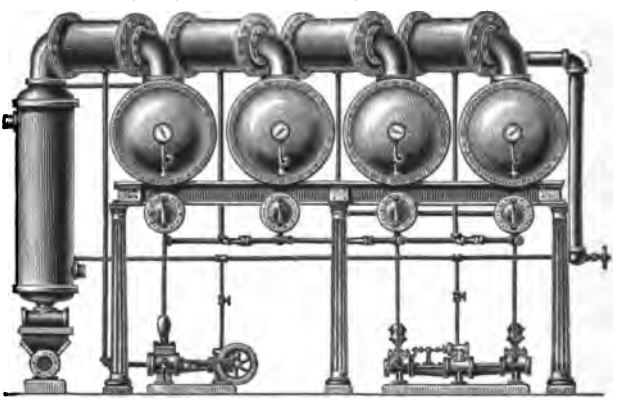


Fig. 48.

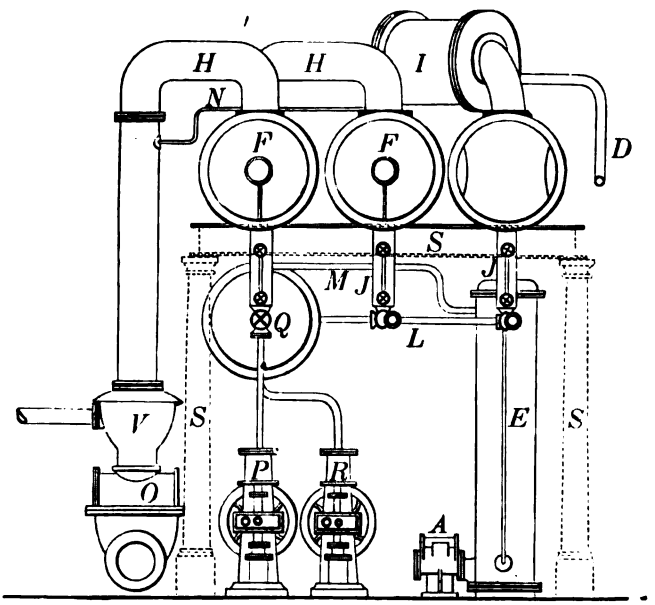


Fig. 49.

ſie wiederum durch den Brüden des vorhergehenden Körpers gekocht wird. Dieſer Vorgang wiederholt ſich bei jedem Körper des Apparates, bis die Flüſſigkeit zu dem letzten gelangt, aus welchem ſie die Pumpe P ſaugt. Der Brüden wird durch den Kondenſator V von der Pumpe O abgeſogen und verläßt dieſelbe in Form von Waſſer mit einer Temperatur von 32 bis 38° C., welches dann für andere Zwecke

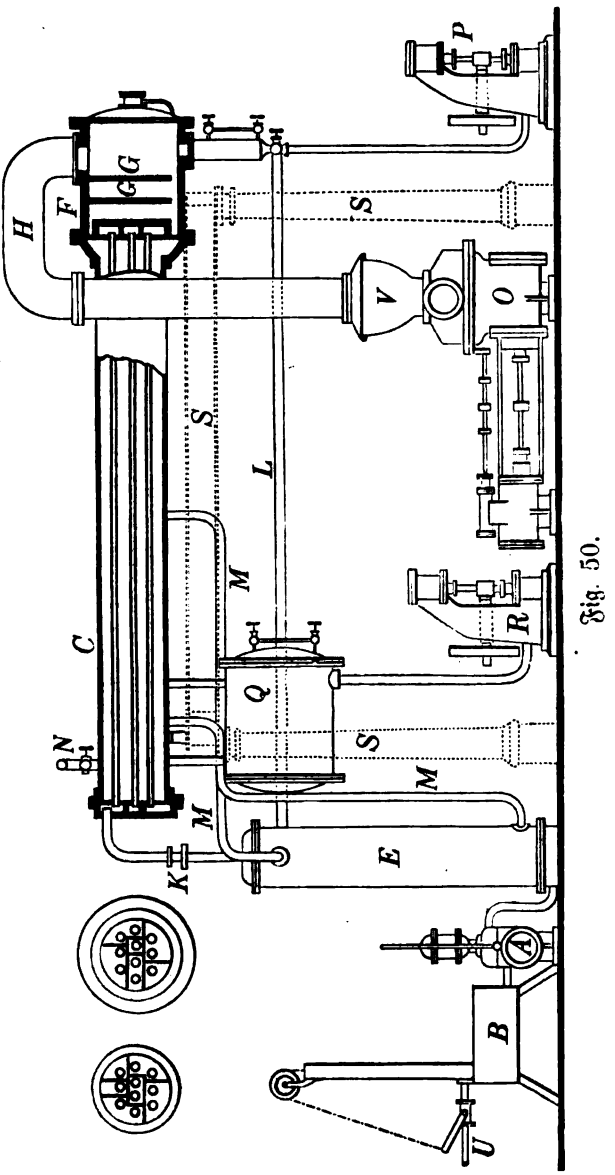


Fig. 50.

benutzt werden kann. Wenn das Einſpritzwaſſer ſchmutzig iſt und das warme Waſſer klar verbraucht werden ſoll, ſo muß ein Oberflächenkondenſator angewendet werden. Der Brüden gelangt von der Scheidekammer des einen Körpers durch die Röhren H in die Heizkammer des nächſten, wird dann in der des letzten Körpers kondenſirt und fließt ſchließlich als Waſſer in das Sammelgefäß Q, aus welchem es die Pumpe R ſaugt. Wenn die Flüſſigkeit beim Kochen ſtark ſchäumt, ſo kann in die Brüdenrohre H ein Saftfänger i eingeſchaltet werden, welcher alsdann ein etwaiges Ueberreißen der Flüſſigkeit mit dem Brüden vollſtändig verhindert.

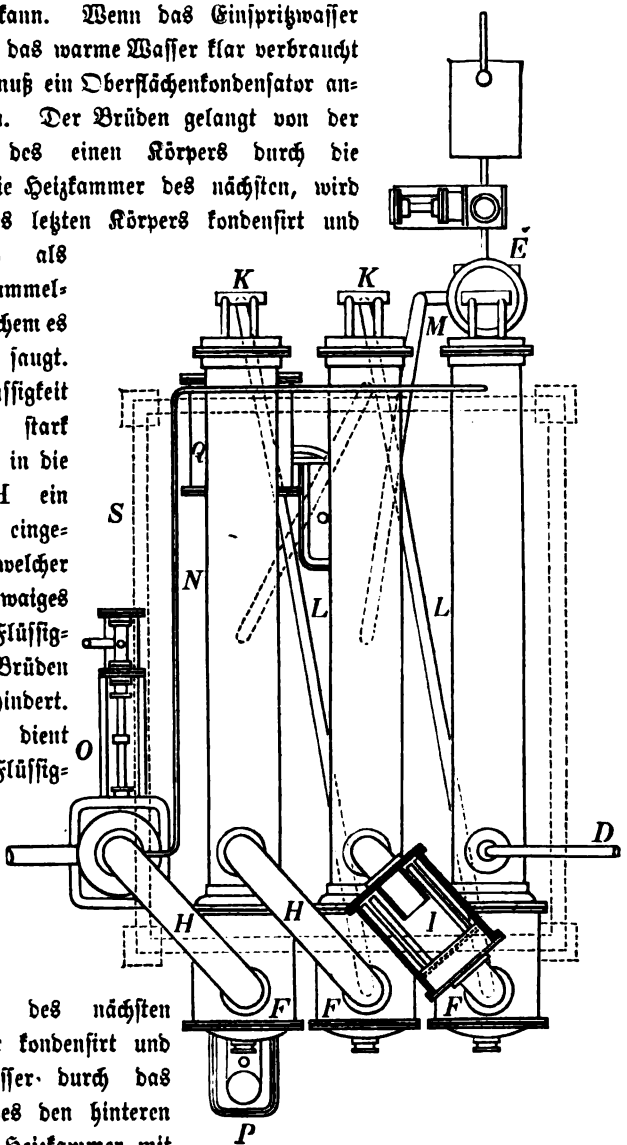
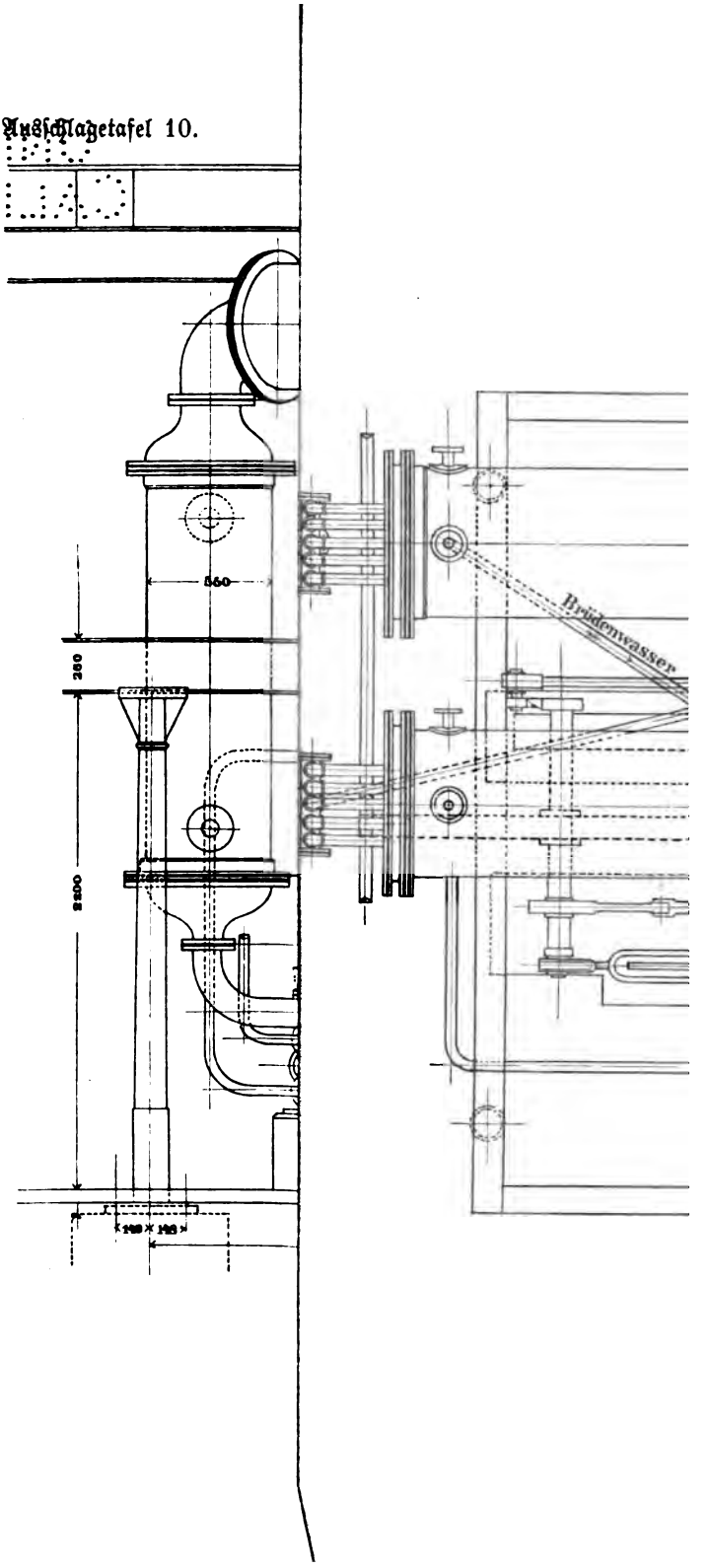


Fig. 51.

Der Dampf dient zum Kochen der Flüſſigkeit im erſten Körper, geht dann durch den Vorwärmer und gelangt durch das Rohr M in die Heizkammer C des nächſten Körpers, wo er kondenſirt und das Kondenswaſſer durch das Rohr M, welches den hinteren Theil der einen Heizkammer mit dem mittleren der nächſten verbindet, nach der letzten Heizkammer und von hier in das Gefäß Q, aus welchem es die Pumpe R wegſaugt. Die Körper ſind auf eiſernen T Trägern und Säulen gelagert und die Maſchinen auf dem Fußboden aufgeſtellt.

Auflagetafel 10.



Bezeichnungen:

A Speisepumpe,
B Speisekasten,
C Heizkammer,
D Dampfrohr,
E Röhrenvorwärmer,
F Scheidekammer,
G Prellbleche,
H Brüdenrohre,
I Saftfänger,
J Sammelgefäß,
K Vertheilungsrohr,
L Saftröhren,
M Kondenswasser-Röhren,
N Luft-Hähne und -Röhren,
O Luftpumpe,
P Entleerungspumpe,
Q Kondenswasserpumpe,
R Kondenswasser-Sammler,
S T Träger und Säulen,
T Tragböden,
U Speiserohre,
V Kondensator,
W Oberflächen-Kondensator.

Die Figuren 52 bis 54 (Beilage: Ausschlagetafel 10) geben eine vergrößerte Darstellung des Yaryan-Verdampfapparates — Zweikörper — (von der Metallwaarenfabrik Wolfenbüttel) in drei Schnitten; mit Hülfe der eingeschriebenen Bezeichnungen und des Vorhergehenden werden dieselben ohne weitere Erklärung verständlich sein.

Der wesentlichste Vorzug des Yaryan-Apparates besteht in der äußerst dünnen Flüssigkeitsschicht und dem überaus kurzen Verbleib derselben in der Verdampfung; hiermit hängen alle übrigen Vorzüge zusammen, als welche u. a. aufgeführt werden:

1. Der Apparat kann als vollkommen automatisch betrachtet werden, da derselbe sich nach Bedarf selbst speist und die Flüssigkeit bis zu der gewünschten Dichtigkeit selbstthätig in kontinuirlicher Weise abliefert.

2. Die Flüssigkeiten bewegen sich in ganz dünnen Schichten mit großer Schnelligkeit durch von außen geheizte Röhren, wodurch bekanntlich das Wärmeüberführungsvermögen ganz erheblich gesteigert wird, weshalb der Dampfverbrauch ein geringer sein soll.

3. Im ersten Körper ist die Flüssigkeit nicht länger als zwei Minuten einer hohen Temperatur ausgesetzt, wohingegen in anderen Sistemen große Mengen für eine viel längere Zeit diesen Bedingungen unterliegen. In Dreikörpern befindet sich die Flüssigkeit nicht länger wie fünf Minuten.

4. Die mechanische Einrichtung ist eine einfache und Störungen im Betriebe werden daher leicht vermieden.

5. Das Ueberkochen von stark brausenden und schäumenden Flüssigkeiten, wie z. B. Leim, Syrup ꝛc., ist in Folge der schnellen Verdampfung gänzlich ausgeschlossen.

6. Die eingedickten Lösungen zeigen hellere Färbungen auf Grund der schnellen Verdampfung als Flüssigkeiten von gleichen Konzentrationsgraden, welche in anderen Sistemen behandelt worden.

7. Die Röhren können leicht und schnell durch einen Dampfstrahl gereinigt werden, sollte ein leichter Niederschlag an den Wandungen stattgefunden haben.

8. Der Preis der Apparate ist billiger wie der aller anderen Sisteme unter Luftleere, gleiche Verarbeitung in gleichem Zeitraume angenommen.

Der Apparat ist, außer in anderen Industrien, in zahlreichen Kolonial-Zuckerfabriken in Anwendung und es bleibt zu wünschen, daß er auch in Europa von unparteiischen Zuckerfabriken betreffs seiner Verwendbarkeit geprüft werde. Es wird sich darum handeln, festzustellen, ob nicht etwa der große Vorzug der dünnen, nur kurze Zeit erhitzten Saftschichten dadurch aufgewogen wird, daß die Trennung von Flüssigkeit und Brüden nicht ganz vollständig erfolgt und so ein Zuckerverlust veranlaßt wird. Hierüber sind sehr genaue Feststellungen vor Allem wünschenswerth.

13. Berechnung der Heizdampfmenge und des entwickelten Dampfes im Mehrkörperapparate.

Es bezeichne:

t_0 die Safttemperatur des in den Apparat eintretenden Saftes,

t_1 die Temperatur des jeweiligen siedenden Saftes,

t_2 die Temperatur des diesen Saft erhitzenden Dampfes,

$C = 22$, der Transmissionskoeffizient, bezogen auf 1 qm Heizfläche per Minute und per 1° C. des Temperaturunterschiedes $(t_2 - t_1)$, entsprechend dem Transmissionskoeffizienten für Wellner-Jelinek-Verdampfapparate,

F die Heizfläche der Verdampfapparate,

Q die Menge auf x qm und in einer Minute übertragenen Wärmeeinheiten $= FC\,(t_2 - t_1)$,

λ_1 diejenige Wärmemenge, welche nöthig ist, um 1 k Wasser von 0° C. unter konstantem Drucke in Dampf von t_1 Temperatur zu verwandeln, in Kalorien ausgedrückt $= 606{,}5 + 0{,}305\ t_1$,

r_2 die latente Wärme, welche bei der Kondensation im Heizraume abgegeben wird $= 607 - 0{,}708\ t_1$,

Dg das Gewicht des Heizdampfes, der in den Heizrohren kondensirt wird in Kilogramm ausgedrückt,

Wg das Gewicht des Wassers in Kilogrammen verdampft an der Heizfläche des Verdampfapparates,

so ist: $Q = Dg\ r_2$ daraus $Dg = \frac{Q}{r_2}$ 1)

und $Q = Wg\ (\lambda_1 - t_0)$ „ $Wg = \frac{Q}{\lambda_1 - t_0}$ 2)

Einkörperapparat.

Führen wir nun die Rechnung für einen Einkörperapparat durch und nehmen an, es sei ein solcher mit einer Heizfläche von 1 qm gegeben. Angenommen wird dabei, daß der Heizdampf eine Spannung von $^1/_2$ Atm. Ueberdruck hat, also seine Temperatur $t_2 = 112^0$ C. ist, ferner, daß das durch die Kondensation des Brüdendampfes gebildete Vakuum oder die Luftleere einer Quecksilbersäule von 60 cm das Gleichgewicht hält, was einer Temperatur des Dampfes von $t^0 = 60^0$ C. entspricht, so ist dann der maßgebende Temperaturunterschied $= 112 - 60 = 52^0 =$ d. C., der Transmissionskoeffizient per Minute sei für Wellner-Jelinek'sche Apparate mit 22 angenommen und $t_0 = 75$, so ist (Abkühlungsverluste ausgeschlossen)

$Q = F.\ C.\ d$

$Q = 1 \times 22 \times 52 = 1144$ W. E.

$Dg = ... 2{,}16$ k

$Wg = ... 2{,}08$ k.

Es verdampft somit 1 qm in der Minute 2,08 k Dampf oder in der Stunde 124,8 k und benöthigt hierzu in der Minute 2,16 k Dampf oder in der Stunde 129,6 k Dampf, oder es verdampft 1 k Heizdampf 0,96 k Wasser.

Zweikörperapparat.

Berechnen wir wieder die Dampfmenge und Verdampfung für 1 qm Heizfläche, und nehmen wieder an für den I. Körper $t_2 = 112^0$, $t_0 = 75^0$, $C = 22$, so bleibt die Frage nach dem Temperaturunterschied d. Wir wissen nun, daß der in den ersten Körper einströmende Dampf die Temperatur $t_2 = 112^0$ hat, während die aus dem zweiten Körper abziehenden Dämpfe die Temperatur von 60^0 entsprechend der Luftleere von 60 cm haben. Jeder Körper soll die gleiche Menge Wasser verdampfen, so ist für diesen Fall

$Q = F.\ C.\ d$

$Q_1 = F.\ C.\ d^1.$

Da nun $Q = Q_1$ ist, so muß auch $d = d^1$ sein, oder mit anderen Worten, es wird das gesammte Temperaturgefälle in zwei gleiche Theile

getheilt, und es gilt die Hälfte für jeden Körper des Zweikörperapparates. In unserem Falle also $d = \frac{52}{2} = 26$ und $t_1 = 86$.

Es ist dann $Q = F.\ C.\ d = 1 \times 22 \times 26 = 572$ W. E.

$$\lambda - t_0 = (606{,}5 + 0{,}305 \times 86) - 75 = 557{,}73$$

$$Dg_1 = \frac{572}{557{,}73} = 1{,}083 \text{ k kondensirter Dampf}$$

$$Wg_1 = \frac{572}{557{,}73} = 1{,}025 \text{ k verdampftes Wasser.}$$

Im II. Körper ist wieder

$$t_2 - t_1 = d = \frac{52}{2} = 26^0 \text{ C.}$$

$$t_2 = 86$$

$$t_1 = 60$$

$$t_0 = 86.$$

Der Saft aus dem ersten Körper gelangt zur weiteren Eindampfung in den zweiten Körper, in welchem er zu Dicksaft konzentrirt wird, daher ist die Temperatur desselben gleich der der Brüdendampftemperatur des ersten Körpers.

$r_2 = 607 - 0{,}703 \times 86 = 546$ W. E.

$\lambda_1 - t_0 = (606{\cdot}5 + 0{,}305 \times 60) - 86 = 638{,}8$ W. E.

$Q = Dg_2\ r_2$ und da

$Dg_2 = Wg_1 = 1{,}025 \times 546 = 559{,}6$ ist,

so muß, um den im ersten Körper entwickelten Dampf zu verbrauchen,

$F = \frac{559{,}65}{22 \times 26} = 0{,}978$ qm sein.

$Dg_2 = 1{,}025$ k kondensirter Dampf,

$$Wg_2 = \frac{559{,}65}{538{,}8} = 1{,}038 \text{ k verdampftes Wasser.}$$

Es sind somit in beiden Körpern $1 + 0{,}978 = 1{,}978$ qm Heizfläche, welche $1{,}025 + 1{,}038 = 2{,}063$ k Wasser verdampfen, das ist auf 1 qm und Minute $2{,}063 : 1{,}978 = 1{,}042$ und für 1 qm und Stunde $= 62{,}5$ k Wasser.

Hierzu wurden 108,3 k Heizdampf verwendet, es erzeugt demnach 1 k Heizdampf 1,9 k Wasser.

Aus der Rechnung geht hervor, daß der zweite Körper eine kleinere Heizfläche benöthigt als der erste Körper, was daher kommt, das der erste Körper 1,083 k Dampf zu kondensiren hat, während der zweite nur 1,025 k Dampf kondensiren soll. Es scheint demnach der zweite

Körper größere Leistungsfähigkeit zu haben als der erste. Dies hat darin seine Begründung, daß der in den zweiten Körper eintretende Saft eine höhere Temperatur besitzt (86°), als der in den ersten Körper eingezogene Saft (75°); es muß der Saft, der in den ersten Körper geht, von 75° auf die Siedetemperatur des im ersten Körper herrschenden Druckes, also 86°, gebracht und es muß ihm zu diesem Zwecke Wärme zugeführt werden, während der aus dem ersten in den zweiten Körper übertretende Saft von 86° auf die Siedetemperatur des zweiten Körpers (60°) gebracht wird und in Folge dessen Wärme abgiebt, welche mit zur Verdampfung verwendet wird und die günstigere Verdampfungswirkung des zweiten Körpers ergiebt. Im Allgemeinen und für die Praxis mit genügender Genauigkeit kann man als Regel aufstellen, daß beide Körper bei gleichen Temperaturunterschieden gleiche Heizflächen haben sollen und daß ein Quadratmeter eines Zweikörperapparates die Hälfte der Leistungsfähigkeit eines Einkörperapparates besitzt. Deshalb muß die Gesammtheizfläche eines Zweikörpers die doppelte sein als die eines Einkörpers von gleicher Leistung, während der Heizdampf beim Zweikörper das doppelte Wasserquantum verdampft.

Dreikörperapparat.

Für den ersten Körper ist, da hier das gesammte Temperaturgefälle in 3 gleiche Theile getheilt wird $d = \frac{52}{3} = 17{,}3 = t_2 - t_1$. Nun ist $t_2 = 112$, folglich $t_1 = 112 - 17{,}3 = 94{,}7$. Das ist die Temperatur des im ersten Körper siedenden Saftes und zugleich die Temperatur des entwickelten Saftdampfes, der als Heizdampf für den zweiten Körper wirkt. Die Heizfläche sei wieder 1 qm, $C = 22$, so ist

$$Q = 22 \times 1 \times 17{,}3 = 380{,}6$$

$$\lambda_1 - t_0 = (606{,}5 + 0{,}305 \times 94{,}7) - 75, \text{ da } t_0 = 75°$$
$$= 560{,}38, \; r_1 = 607 - 0{,}703 \times 112 = 528{,}3$$

$$Wg_1 = \lambda - t_0 = \frac{380{,}6}{560{,}38} = 0{,}679 \text{ k verdampftes Wasser in der Minute,}$$

$$Dg_1 = \frac{Q}{r_1} = \frac{380{,}6}{528{,}3} = 0{,}72 \text{ k kondensirter Dampf in der Minute.}$$

Für den zweiten Körper ist wieder $t_2 - t_1 = 17{,}3$

$t_2 = 94{,}7 \qquad t_1 = 77{,}3 \qquad t_0 = 94{,}7$

$r_2 = (607 - 0{,}703 \times 94{,}7) = 540{,}5$

$\lambda_1 - t_0 = (606{,}5 + 0{,}305 \times 77{,}3) - 94{,}7 = 535{,}3$

$Q = Dg_2 \times r_2$ und da $Dg_2 = Wg_1$, so ist

$Q = 0{,}679 \times 540{,}5 = 367$ W. E.

$$F = \frac{367}{22 \times 17{,}3} = 0{,}990$$

$Dg_2 = 0{,}679$ k kondensirter Dampf

$$Wg_2 = \frac{367}{535{,}3} = 0{,}685 \text{ k verdampftes Wasser.}$$

Für den dritten Körper ist wieder $t_2 - t_1 = 17{,}3$

$t_2 = 67{,}3$, $t_1 = 60$, $t_0 = 77{,}3$

$r_2 = (607 - 0{,}703 \times 77{,}3) = 552{,}7$

$\lambda_1 - t_0 = (606{,}5 + 0{,}305 \times 60) - 77{,}3 = 547{,}5$

$Q = Dg_2\, r_2 = 0{,}685 \times 552{,}7 = 378{,}6$ W. E.

$$F = \frac{378{,}6}{22 \times 17{,}3} = 0{,}994$$

$Dg_3 = Wg_2 = 0{,}685$ k kondensirter Dampf

$$Wg_3 = \frac{Q}{\lambda_1 - t_0} = \frac{378{,}6}{547{,}5} = 0{,}690 \text{ verdampftes Wasser.}$$

Wir haben somit in allen drei Körpern in der Minute verdampft:

0,679 k Wasser im I. Körper,
0,685 „ „ „ II. „
0,690 „ „ „ III. „
zusammen 2,054 k Wasser und dazu benöthigt an Heizfläche
im I. Körper 1 qm,
„ II. „ 0,990 qm,
„ III. „ 0,994 „
zusammen 2,984 qm,

daher verdampfte 1 qm in der Minute:

$$\frac{2{,}054}{2{,}984} = 0{,}688 \text{ k Wasser}$$

oder 41,28 k Wasser in der Stunde.

Es wurden verwendet 0,72 k Dampf in der Minute, demnach erzeugte 1 k Heizdampf 2,984 : 0,72 = 2,85 k Wasserdampf.

Das in Betreff der Heizflächenleistung beim Zweikörper Gesagte gilt auch für diesen Fall.

Die Berechnung für einen Vier-, Fünf- überhaupt Mehrkörper geschieht auf dieselbe Weise und braucht wohl nicht weiter ausgeführt zu werden. In der nachstehenden Tabelle sind die Resultate der Rechnung zusammengestellt. Dabei sei bemerkt, daß die angeführten Zahlen rein theoretische sind und müssen namentlich bei 7 diese Resultate für die Praxis

	Einkörper	Zweikörper		Dreikörper			Vierkörper				Fünfkörper					
	I.	I.	II	I.	II.	III.	I.	II.	III.	IV.	I.	II.	III.	IV.	V.	
1. $t_2 - t_1$, Temperaturunterschied vorausbestimmt $\frac{52}{n}$ [1]	52	26	26	17·3	17·3	17·3	13	13	13	13	10·4	10·4	10·4	10·4	10·4	[1]) n Anzahl der Körper.
2. t_2, Heizdampftemperatur	112	112	86	112	94·6	77·4	112	99	86	73	112	101·6	91·2	80·8	70·4	
3. t_1, Temperatur des kochenden Saftes	60	86	60	94·6	77·4	60	99	86	73	60	101·6	91·2	80·8	70·4	60	
4. Manometer- (Luftleeremesser) stand in Millimetern	608	304	608	112	442	608	27	300	434	608	—[2])	207	393	521	608	[2]) Ist schon Druck.
5. Absoluter Druck in Millimetern	152	456	152	648	318	152	733	460	266	152	804[3])	553	367	239	152	[3]) 44 mm Ueberdruck.
6. Kondensirte Heizdampfmenge für 1 qm und 1 Stunde in Kilogramm	129·7	64·98	61·50	43·35	40·81	41·16	32·52	30·54	30·73	30·92	26·01	24·40	24·51	24·60	24·73	
7. Verdampftes Wasser für 1 qm und 1 Stunde in Kilogramm	124·8	61·50	62·28	40·81	41·16	41·52	30·54	30·73	30·92	31·11	24·40	24·51	24·60	24·73	24·74	
8. Transmissionskoeffizient für Wellner-Jelinek-Apparate	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	
9. Berechnete theoretisch nöthige Heizfläche, wenn der 1. Körper = 100 [4])	100	100	97·84	100	96·2	99	100	95·5	98·0	100	100	95·1	96·8	98·7	100·3	[4]) und der eingezogene Saft 75° C. warm ist.
10. 1 Kilo Heizdampf eingeführt in den ersten Körper verdampft Kilo Wasser im Ganzen	0·9	1·96		2·85			3·79				4·72					
11. Um 100 Kilo Wasser aus dem Safte zu verdampfen, sind nothwendig Kilo Dampf	111.11	51·03		35·08			26·38				21·18					
	I.	I.	II.	I.	II.	III.	I.	II.	III.	IV.	I	II.	III	IV.	V.	

je nach Güte der Anlage mit einem Koeffizienten (0,5 bis 0,8) multiplizirt werden, um für die Praxis, welche mit der Verkrustung der Rohre und Betriebsstörungen zu rechnen hat, brauchbare Zahlen zu erhalten. Ferner sei bemerkt, daß der Temperaturunterschied $d = t_2 - t_1 = \frac{52}{n}$, wobei n die Anzahl der Körper des Mehrkörperapparates ist, gesetzt wurde, um gleiche Leistungen der Apparate zu erhalten. Als Normalstand des Vakuummeters im letzten Körper ist 608 mm angenommen, entsprechend einer Dampftemperatur von 60° C. Der Heizdampf hat 0,5 Atm. Ueberdruck, also 112° C., daher das ganze Temperaturgefälle 112 — 60 = 52°. Ferner ist der in den ersten Körper eingezogene Saft mit 75° C. angenommen, ändert sich diese Temperatur, so ändern sich dementsprechend wohl die übrigen Resultate der Rechnung, jedoch in einem geringen, für die Praxis nicht entscheidenden Maaße. Alle Rechnungen haben Bezug auf kochendes Wasser, und es ist weder die spezifische Wärme der Zuckerlösungen nicht in Betracht gezogen, noch der Umstand, daß die Zuckerlösung, je konzentrirter dieselbe ist, einen höheren Siedepunkt hat als Wasser. Nach Gerlach sieden Zuckerlösungen von

10	°/₀	Ball.	bei	100,4	°C.,
20	„	„	„	100,6	„
30	„	„	„	101,0	„
40	„	„	„	101,5	„
60	„	„	„	103,0	„
70	„	„	„	106,5	„
79	„	„	„	112,0	„
90,8	„	„	„	130,0	„

Es fallen dann die Temperaturunterschiede kleiner aus als berechnet wurde. Die Konzentration der Zuckerlösungen nimmt in jedem Körper stufenweise zu, es nimmt demnach auch der Temperaturunterschied stufenweise ab. Zieht man dieses in Rechnung, so findet man, daß der ganze Temperaturunterschied um etwa 4% kleiner wird, welche Zahl allenfalls bei genauen Berechnungen in diesem Falle als Berichtigungskoeffizient zu dienen hat. In diesem Verhältniß wird dann die Heizfläche der einzelnen Körper größer und zwar je nach der Konzentration der Zuckersäfte. Wird dieses berücksichtigt, so kommt man zu dem Resultate, daß sich die Heizflächen der einzelnen Verdampfapparate wie 1 : 1 : 1 : 1 verhalten sollen.

Die Temperatur des in den ersten Körper eingezogenen Dünnsaftes ist maaßgebend für das Größenverhältniß der Heizflächen, aber auch dafür, wie viel k Wasser von 1 k Heizdampf verdampft werden. Je höher

diese Temperatur ist, desto größer wird die Verdampfungswirkung sein, indem die von dem eingezogenen Dünnsaft mitgebrachte Mehrwärme zur Verdampfung mit verwendet wird; sie entstammt aber einer fremden Wärmequelle, weil der Dünnsaft in einer anderen Station dieser Wärme zugeführt werden mußte. Bei mehrfacher Verdampfung wird natürlich auch diese Wärme mehrfach ausgenutzt. Wie groß diese Wirkung werden kann, soll folgendes Beispiel zeigen. Es werde der Dünnsaft vor seinem Eintritt in den ersten Körper durch irgend einen Kalorisator geführt und zwar unter dem Druck von 1 Atm. Ueberdruck; der Kalorisator werde durch die von den Dampfkesseln abziehenden Rauchgase geheizt. Der Saft werde hierbei auf 120° erwärmt. Es ist dann, einen Zweikörperapparat vorausgesetzt:

I. Körper $t_2 - t_1 = \frac{52}{n} = 26 \quad t_2 = 112 \quad . \; . \; . \; . \; .$ u. s. f.

Es werden 108,3 k Heizdampf 111,1 + 11,276 = 223,86 k Wasser verdampfen, oder 1 k Heizdampf = 2,06 k Wasser.

Bei der früheren Rechnung, wonach der Dünnsaft mit 75° eingezogen wurde, erhielten wir 1,96 k Wasserverdampfung zu 1 k Dampf. Noch auffallender ist diese Ersparniß beim Dreikörper; wenn man diese Werthe einsetzt, erhält man das Resultat, daß mit 1 k Dampf 3,09 k Wasser gegen 2,85 k im früheren Fall verdampft werden.

Aus den entwickelten Formeln und der Tabelle kann man folgenden, für die Praxis genügend genauen Satz aufstellen:

„Je nachdem der Dampf in einem Ein-, Zwei-, Drei-, Vier- oder Mehrkörper zur Verwendung kommt, wird 1 k Dampf 1, 2, 3, 4 oder mehr k Wasser verdampfen", ein Satz, in dem der ganze Schwerpunkt der mehrfachen Dampfverwendung liegt und der klar und deutlich zeigt, welche Dampf-Ersparnisse man bei Anlagen von Mehrkörpern erzielt.

Bei Betrachtung der Tabelle finden wir ferner, daß die Heizflächen in allen Körpern nahezu dieselbe Größe haben sollen, da kein Grund vorhanden ist, den Temperaturunterschied eines oder des anderen Körpers größer oder kleiner zu halten. Es ist im Gegentheil angezeigt, die Heizflächen so zu wählen, daß die Temperaturunterschiede, zur Erzielung möglichst gleicher Leistungen der einzelnen Körper, auch gleich werden. In den Tabellen finden wir, daß die folgenden Körper eines Mehrkörpers immer sparsamer arbeiten als die vorhergehenden. Diese größere Verdampfung hat, wie bereits erwähnt, ihre Ursache darin, daß der Siedepunkt des Saftes tiefer liegt, der eingezogene Saft jedoch eine größere Wärme mitbringt, welche der Verdampfung zu Gute kommt.

Ferner finden wir, daß die Heizfläche des zweiten Körpers kleiner ist als die des ersten und die Heizflächen der weiteren Körper wieder größer werden; der fünfte Körper überschreitet sogar an Größe der Heizfläche den des ersten Körpers. Das erklärt sich aus Folgendem:

$$\text{Es ist } F = \frac{Q}{(t_2 - t_1)\,C} \text{ und da } Wg = \frac{Q}{\lambda_1 - t_0}$$

$$\text{so ist auch } F = \frac{Wg\,(\lambda_1 - t_0)}{(t_2 - t_1)\,C}$$

Nun ist sowohl $t_1 - t_2 = d$ als C eine Konstante, während Wg sich ändert und zwar ist das Wg des folgenden Körpers immer größer als das des früheren. Ebenso wird der Werth $\lambda_1 - t_0$ mit jedem folgenden Körper größer, daher muß auch Q und F ebenfalls größer werden.

Wie man aus dieser Betrachtung ersieht, muß man also, um gleiche Verdampfleistungen zu erhalten, die dem zweiten Körper folgenden Körper immer größer nehmen und zwar in dem Verhältnisse, wie es die Tabelle zeigt, z. B. bei Fünfkörper 1,00 : 0,95,1 : 0,96,8 0,98,7 : 1,003 u. s. f., dabei ist jedoch der erste Körper der größte. Die Unterschiede zwischen den einzelnen Körpern sind jedoch nicht so große, so daß man in der Praxis hierfür stets gleiche Werthe einsetzen kann. Es ist aber ein anderer Umstand, der uns zwingt, von der Regel abzuweichen, und dieser liegt in der Verkrustung der Rohre und der dadurch bedingten schlechteren Transmissionsfähigkeit der Heizfläche. Dabei ist es klar, daß jener Körper die größte Inkrustation zeigen wird, in dem die konzentrirtesten Säfte zur Verdampfung gelangen, das ist in dem letzten Körper, dem Dicksaftkörper des Mehrkörpers; weiter vorschreitend wird die Verkrustung eine geringere sein und beim ersten Körper (dem Dünnsaftkörper) ein Minimum werden. Um diese schlechte Wirkung der Heizfläche auszugleichen, giebt man einen entsprechenden Zuschlag zur Heizfläche der einzelnen Körper, welcher Zuschlag gegen den letzten Körper zu einem großen wird. Die Größe desselben hängt von verschiedenen Umständen ab, hauptsächlich von der guten und schlechteren Beschaffenheit der Säfte und dürfte gewöhnlich etwa 15—20% der Heizfläche des vorhergehenden Körpers betragen, so daß, wenn z. B. die Rechnung für einen Vierkörper folgende Heizflächen ergab:

200 — 191 — 196 — 200
I. II. III. IV.

man mit dem Zuschlag setzen wird:

I. Körper 200,
II. „ $191 + 0{,}15 \times 200 =$ rund 220,
III. „ $196 + 2 \times 0{,}15 \times 200 =$ rund 260,
IV. „ $200 + 3 \times 0{,}15 \times 200 =$ „ 290.

In der Praxis findet man häufig Anordnungen, welche mit diesen Regeln durchaus nicht übereinstimmen. Hauptsächlich findet man äußerst stark steigende Heizflächen. Dieses ist nun wohl an und für sich kein großer Fehler, da die Heizflächen dieselbe Leistung haben werden, indem sich der Temperaturunterschied nach dem Heizflächenverhältniß stellt, da ja demselben die Heizfläche umgekehrt proportional ist. Natürlich verdampft dann der erste Körper mehr als dem Verhältniß zu seiner Heizfläche entsprechen würde. Ungünstig könnte dagegen jene Anordnung sein, bei welcher die ersten Körper größer und die nachfolgenden Körper kleiner gehalten werden, es könnte dann der Fall eintreten, daß bei allenfallsiger Verkrustung der zweite bezw. letzte Körper nicht mehr verdampfte, als der vorhergehende entwickelt, und der ganze Apparat eine schlechte Wirkung haben müßte.

Da es sich auch öfter darum handelt, gegebene Heizflächen zu verwerthen, so soll in folgenden zwei Beispielen angeführt und gleichzeitig gezeigt werden, wie unzweckmäßig es ist, große Verschiedenheiten in den Heizflächen der Mehrkörper einzuführen.

1. Beispiel: Zweikörper. Die Flächen der beiden Körper sind ungleich. Es sind die dazu gehörigen Temperaturunterschiede zu suchen, welche eine Maximalleistung beider Körper geben.

1. Körper:		2. Körper:	
t'_2	$= 112°$	$t''_2 = t''_1$	$= x°$
t'_1	$= x°$	t''_1	$= 60°$
t_0	$= 75°$	$t''_0 = t_1$	$= x$
F_1	$= 100$ qm	F_2	$= 150$ qm
C	$= 22$	C	$= 22$

$$Q_1 = Q_2$$

Wir haben vorerst die mittlere Temperatur x zu bestimmen:

$$Q_1 = F_1\, C\, (t'_2 - x)$$
$$Q_2 = F_2\, C\, (x - t''_1)$$

Demnach auch: $F_1\, C\, (t'_2 - x) = F_2\, C\, (x - t''_1)$ und

$$F_1\, (t'_2 - x) = F_2\, (x - t''_2)$$

woraus $$x = \frac{F_1\, t_2' + F_2\, t''_1.}{F_1 + F_2}$$

Diese Werthe eingesetzt, giebt $x = \frac{100 \times 112 + 150 \times 60}{100 + 150} = 80.8°$

Es ist somit, wenn wir $t^n_2 - t^n_1 = d_n$ stets setzen:

$d_1 = 112 - 80.8 = 31.2$ der Temperaturunterschied des 1. Körpers

und $d_2 = 80.8 - 60 = 20.8°$ „ „ „ 2. „

Es ist ferner $Q_1 = F_1\ Cd_1 = 100 \times 22 \times 31.2 = 68640$ W. E.
und $Q_2 = F_2\ Cd_2 = 150 \times 22 \times 20.8 = 68640$ W. E.

Hieraus berechnet sich:

$$Dg_1 = \frac{Q_1}{r_2} = \frac{68640}{607 - 0.708 \times 112} = 130 \text{ k Dampf}$$

$$Wg_1 = \frac{Q_1}{\lambda_1 - t_0} = \frac{68640}{(606.5 + 0.305 \times 80.8) - 75} = 123.7 \text{ k Wasser}$$

$$Dg_2 = Wg_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad = 123.7 \text{ k Dampf}$$

$$Wg_2 = \frac{Q_2}{\lambda_1 - t_0} = \frac{68640}{(606.5 + 0.305 \times 60) - 80.8} = 126.1 \text{ k Wasser.}$$

Ferner ist $\frac{60\ Wg_1}{100} = 74.22$ k verdampftes Wasser auf 1 qm und 1 Stunde im I. Körper

und $\frac{60\ Wg_2}{150} = 50.44$ k verdampftes Wasser auf 1 qm und 1 Stunde im II. Körper.

Im Durchschnitte verdampft demnach dieser Zweikörper, für den $F_1 : F_2 = 100 : 150$, nur 59,95 k Wasser auf 1 qm und Stunde, statt 61.89 k, welche er bei gleichen Flächen verdampfen würde.

2. Beispiel: Dreikörper. Die Flächen der 3 Körper sind ungleich. Es sind die dazu gehörigen Temperaturunterschiede zu suchen, welche eine Maximalleistung aller 3 Körper geben.

I. Körper	II. Körper	III. Körper
$t'_2 = 112°$	$t''_2 = x$	$t'''_2 = y$
$t'_1 = x$	$t''_1 = y$	$t'''_1 = 60°$
$t_0 = 75°$	$t_0 = x$	$t_0 = y$
$F_1 = 100$	$F_2 = 150$	$F_3 = 200$
$C = 22$	$C = 22$	$C = 22$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3$$

Daher auch $F_1\ (t'_2 - x) = F_2\ (x - y) = F_3\ (y - t'''_1)$.

Bestimmen wir x aus der den Gleichungen 1 und 3, so ist

$$x = \frac{F_1\ t'_2 - F_3 y + F_3 t'''_1}{F_1}$$

Versetzen wir diesen Ausdruck in die Gleichungen 2 und 3 und bestimmen wir y, so erhalten wir:

$$y = \frac{F_1 F_2\ t'_2 + F_2 F_3\ t'''_1 + F_1 F_3\ t'''_1}{F_1 F_2 + F_2 F_3 + F_1 F_3}$$

Die bekannten Werthe eingesetzt, giebt:

$$y = \frac{100 \,.\, 150 \,.\, 112 + 150 \,.\, 200 \,.\, 60 + 100 \,.\, 200 \,.\, 60}{100 \,.\, 150 + 150 \,.\, 200 + 100 \,.\, 200} = 72° \text{ C.}$$

In Folge deſſen iſt $d_3 = 72 - 60 = 12°$ der Temperaturunterſchied des dritten Körpers.

Setzen wir $F_3\, d_3 = P$, ſo iſt auch $F_2\, d_2 = F_1\, d_1 = P$

weil $Q_1 = Q_2 = Q_3$ iſt, woraus dann

$$d_1 = \frac{P}{F_1};\ d_2 = \frac{P}{F_2};\ d_3 = \frac{P}{F_3}.$$

Beim dritten Körper iſt P bekannt $= 12 \times 200 = 2400$.

Folglich iſt $d_2 = \frac{2400}{150} = 16°$ Temperaturunterſchied des II. Körpers

und $d_1 = \frac{2400}{100} = 24°$ " " " I. "

und es iſt auch $112 - 24 = 88°$ die Kochtemperatur des I. Körpers

$88 - 16 = 72°$ " " " II. "

$72 - 12 = 60°$ " " " III. "

$$Dg_1 = \frac{100 \times 22 \times 24}{607 - 0.708 \times 112} = \frac{52800}{527.71} = 100.\text{k Dampf}$$

$$Wg_1 = \frac{52800}{(606.5 + 0{,}305 \times 88) - 75} = 94.56 \text{ k Waſſer}$$

$$Dg_2 = Wg_1 \ldots\ldots\ldots = 94.56 \text{ k Dampf}$$

$$Wg_2 = \frac{52800}{(606.5 + 0.305 \times 72) - 88} = 97.60 \text{ k Waſſer}$$

$$Dg_3 = Wg_2 \ldots\ldots\ldots = 97.69 \text{ k Dampf}$$

$$Wg_3 = \frac{52800}{(606.5 + 0.305 \times 60) - 72} = 905.00 \text{ k Waſſer}$$

oder es wird verdampft auf 1 qm und 1 Stunde:

im I. Körper $\frac{97.56 \times 60}{100} = 56.73$ k Waſſer

im II. Körper $\frac{97.50 \times 60}{150} = 39.14$ k Waſſer

im III. Körper $\frac{95.50 \times 60}{200} = 28.65$ k Waſſer

und im Durchſchnitte 38.36 k Waſſer.

Sowohl im Dreikörper als auch im Zweikörper bleibt der Dampfverbrauch derſelbe wie im Zweikörper und Dreikörper der Tabelle Seite 63.

Wenn wir dieſe Waſſerverdampfung für 1 qm Heizfläche mit derjenigen, die in der Tabelle Seite 63 angeführt iſt, vergleichen, ſo ſehen wir, daß die Leiſtungsfähigkeit für 1 qm Heizfläche geſunken iſt.

Während ein Zweikörper mit dem gleichen Temperaturunterſchied und der berechneten Heizfläche durchſchnittlich 62 k Waſſer auf 1 qm Heizfläche

und in der Stunde verdampft, wird der Zweikörper, bei welchem $F_1 : F_2 = 100 : 150$, blos 59 k für 1 qm und 1 Stunde verdampfen, was etwa 5% weniger ist. Beim Dreikörper wird das Verhältniß noch ungünstiger. Ein Dreikörper 1. Art verdampft für 1 qm und 1 Stunde etwa 41 k Wasser, während der soeben berechnete Dreikörper blos 38.36 oder etwa 6½% weniger verdampft. Bei einem Vier- und Fünfkörper wird dieser Unterschied noch größer.

Für den praktischen Betrieb sind diese kleinen Unterschiede von keinem großen Belange. Die Feststellung derselben ist jedoch immerhin von Wichtigkeit, weil sie beweisen, daß eine Vertheilung der Totalheizfläche eines Verdampfapparat-Sistems in ungleich große Heizflächen nach der angeführten Weise nicht nur ungerechtfertigt ist, sondern auch schädlich sein kann, denn je größer die Unterschiede in den Flächen der einzelnen Körper werden, desto kleiner wird die Leistungsfähigkeit des ganzen Verdampfapparat-Sistems.

Um einen Vier- und Fünfkörper unter denselben Voraussetzungen zu berechnen, verfährt man ganz in derselben Art.

Betrachten wir nun die Formel $Q = F\,Cd$, so sehen wir, daß, wenn Q die Leistung des Verdampfapparates ausdrückt, dieses Q größer wird, wenn blos ein einziger Faktor sich vergrößern läßt, und im Gegentheile kleiner, wenn die einzelnen Faktoren kleiner werden. Es ist natürlich, daß, wenn F größer gemacht wird, die Leistungsfähigkeit eines Verdampfapparates sich erhöhen muß. Es ist aber ebenso richtig, daß, wenn man C oder d vergrößert, dasselbe eintritt. F kann man nur in der Art vergrößern, daß man neue Fläche hinzubringt, wogegen aber C vergrößert werden kann, ohne etwas Anderes zu thun, als die Transmissionsfähigkeit der Fläche durch Reinhaltung derselben von Kondensationswasser zu erhöhen. Dieses ist aber auch der einzig mögliche Fall der Vergrößerung von C und kann durch eine heftige Strömung des Heizdampfes erzielt werden. Die Reinhaltung der Heizfläche von Inkrustation bedingt deren Transmissionsfähigkeit und verhindert das Kleinerwerden von C.

Was den Temperaturunterschied d anbelangt, so liegt es vollständig in unseren Händen, die Leistung eines Verdampfapparates in dieser Richtung zu erhöhen, vorausgesetzt, daß wir nicht schon die Maximalgrenze erreicht haben. Wie dieses geschehen kann, werden wir sofort erörten.

Die Vergrößerung von d ist nach zwei Richtungen möglich, und zwar:

1. Durch Erniedrigung des Siedepunktes der siedenden Flüssigkeit.
2. Durch Erhöhung der Temperatur des Heizdampfes.

Was die Erniedrigung des Siedepunktes anbelangt, so sind derselben enge Grenzen gezogen. Sie hängt von der Verminderung des Luftdruckes ab, der auf der kochenden Flüssigkeit lastet.

Könnten wir im letzten Körper eines Verdampfapparates eine solche Luftleere erzeugen, daß wir nur einen absoluten Druck von 0.1 Atmosphäre behielten, so würde die Flüssigkeit bei etwa 46° C. statt bei 60° kochen. Wir würden dadurch 14° C. Temperaturunterschied gewinnen und bei einem Gesammt-Wärmegefälle von 52°, wie wir in unseren Rechnungen annehmen, die Leistungsfähigkeit des betreffenden Verdampfapparates um 27% erhöhen. Da dieses aber nicht möglich ist und eine durchschnittliche 608 mm große Luftleere schon eine gute Luftleere genannt werden muß, so müssen wir uns so weit als möglich an den 2. Punkt halten. Die Ursache, warum wir keine höhere Luftleere erzeugen können und nicht einmal die Luftleere der Kondensationsmaschine erreichen, liegt darin, daß während des Kochens des Zuckersaftes Zersetzungsprodukte aus den dem Safte beigemengten organischen Körpern entstehen, die gasförmig sind, sich mit dem zu kondensirenden Wasserdampfe mischen und entweichen, somit auch zur Kondensation gelangen. Wasserdämpfe, denen Gase und Luft beigemengt sind, können nur schwer kondensirt werden. Und dieses ist auch die Ursache, daß keine hohe Luftleere zu erzeugen möglich ist. Daß sich atmosphärische Luft den zu kondensirenden Dämpfen ebenfalls beimischt, braucht nicht weiter ausgeführt zu werden.

Gehen wir nun zum 2. Punkte über. Versuchen wir den Temperaturunterschied zu erhöhen, indem wir dem Heizdampfe eine höhere Temperatur geben. Dies können wir verschieden bewerkstelligen.

Zur Verdampfung der Zuckersäfte verwendet man so lange Rückdampf von Dampfmaschinen, als man ihn hat, und nimmt dann erst seine Zuflucht zu direktem Dampfe, wenn der Rückdampf nicht mehr ausreicht. Wir haben es somit mit 2 Heizdampfquellen zu thun.

Verwenden wir Rückdampf zur Verdampfung, so können wir die Temperatur desselben nur dann erhöhen, wenn wir ihn mittelst einer billigen Wärmequelle überhitzen, oder indem wir ihn unter größerem Drucke auspuffen lassen. Ersteres führt gewöhnlich nicht zum Ziele, da meistens die billige Wärmequelle fehlt, letzteres ist gefährlich. Erhöhung des Rückdampfdruckes hinter dem Kolben bedeutet Vermehrung des Dampfverbrauches vor dem Kolben, d. h. mit anderen Worten, man giebt den direkten Dampf nicht unmittelbar in den Verdampfapparat, sondern man läßt ihn durch den Dampfzilinder der Dampfmaschine dahin gelangen. Wenn wir eine Spannung des Rückdampfes auf $\frac{1}{2}$ Atmosphäre Ueberdruck zugeben,

so geschieht dies nur deßhalb, damit die Flächen der Verdampfapparate nicht gar zu groß ausfallen und man durch das hohe Anlagekapital nicht verliert, was man an direktem Dampf erspart hat. Wir werden später bemerken, daß $^1/_4$ Atmosphäre Rückdruck auf die Maschine vollständig genügt und daß man nur die Einrichtung der Verdampfstation dem entsprechend machen muß. Wir sehen, daß wir uns auch hier in ziemlich engen Grenzen bewegen müssen.

Die Vergrößerung des Temperaturunterschiedes durch Erhöhung der Heizdampftemperatur, wenn wir mit direktem Dampf abgesondert heizen, haben wir vollständig in der Hand, da mit dem Drucke des direkten Dampfes auch dessen Temperatur steigt.

Der Temperaturunterschied hängt aber noch von anderen Umständen ab, die noch näher beleuchtet werden sollen.

Wenn wir eine Flüssigkeit, die nicht kocht, erwärmen, so werden wir finden, daß die Transmissionsfähigkeit derselben Heizfläche außerordentlich sinkt und zwar unter Umständen sogar um 60—80%, so daß, wenn 1 qm Heizfläche bei kochender Flüssigkeit einen Transmissionskoeffizienten von 25 hat, dieser Koeffizient sehr klein werden kann, wenn die Flüssigkeit blos aufgewärmt wird. Hier ist aber nicht die Heizfläche die Schuld, denn diese ist dieselbe geblieben; es ist dies der Mangel an Temperaturunterschied. Man muß sich die zu erwärmende oder zu verdampfende Flüssigkeit in konzentrische Schichten eingetheilt denken, die das Heizrohr umhüllen. Diese Schichten sind am heißesten in unmittelbarer Nähe des Heizrohres. Wenn sie stillstehen, verursachen sie, daß der direkte Temperaturunterschied bedeutend kleiner ist, als wenn diese Schichten durch irgend ein mechanisches Hilfsmittel stets erneuert werden und so kältere Theile der Flüssigkeit mit der Heizfläche in Berührung kommen. Dieses Letztere geschieht beim Kochen durch die heftige Bewegung der Flüssigkeit. Je lebhafter das Kochen, desto mehr Kalorien werden übertragen, weil der Temperaturunterschied erhalten bleibt.

Der Temperaturunterschied kann aber auch kleiner werden, wenn die Temperatur des Heizdampfes sinkt, d. h. wenn dessen Druck kleiner wird. Dieses geschieht dann, wenn der Druck des Heizdampfes in den Heizröhren durch keinen Gegendruck erhalten bleibt. Läßt man die Heizschlangen offen ausmünden, wie es bei den ersten Körpern der Verdampfapparate vielfach Regel ist, so ist kein Druck in denselben und die Wärme des Heizdampfes wird in Folge dessen auch bedeutend geringer sein. Der Temperaturunterschied ist ein täuschender. Wir werden überhaupt alle diese Erscheinungen später nochmals behandeln.

14. Einschaltung von Vorwärmern in die Brüdenleitung zum Kondensator.

Bei der ein- sowie mehrfachen Anwendung des Dampfes zur Verdampfung unter Luftleere geht stets die vom letzten Körper abgehende Dampfmenge nicht nur verloren, sondern es muß noch zur Kondensation derselben eine entsprechende Menge Kühlwassers herangezogen werden, welches die frei werdende Wärme des niedergeschlagenen Dampfes aufzunehmen hat. Der abgehende Dampf besitzt aber immer noch eine genügend hohe Temperatur, um als Heizmittel dienen zu können. Man hat bereits früher versucht, die Wärme dieser Brüdendämpfe auszunützen, indem man zwischen dem letzten Körper eines Verdampfapparates und dem Kondensator einen Oberflächenkondensator einschaltete. Der erste Kondensator bestand aus vertikal aufgestellten Schlangen, welche wie bei Verdampfapparaten angeordnet waren. Solche Schlangen wurden 5 bis 6 Stück aufgestellt, und oberhalb einer jeden Schlange befanden sich kleine Rinnen, welche das zu erwärmende Wasser in dünnen Strahlen auf die Schlangen tropfen ließen. Die zu kondensirenden Brüden bewegten sich innerhalb der Schlangen und gingen theilweise kondensirt zur Luftpumpe. Später führte man Röhrenvorwärmer wie beistehende Figur 55 ein, deren Anordnung aber ungünstig getroffen war; dieselben wurden gewöhnlich in Form eines Zilinders ausgeführt, in dessen beiden Böden Rohre eingezogen waren. Um die Rohre zog der Dampf, in den Röhren die zu erwärmende Flüssigkeit, so daß die Berührungsdauer der Flüssigkeit mit dem Dampf eine sehr kleine war. Ebenso war die Zirkulation der Flüssigkeit eine minimale und da eine Flüssigkeit, die angewärmt werden soll, unterhalb des Siedepunktes Wärme nur schwer aufnimmt, so war auch der Transmissionskoeffizient der Heizfläche ein sehr geringer. Um denselben zu erhöhen, muß man die Flüssigkeit in

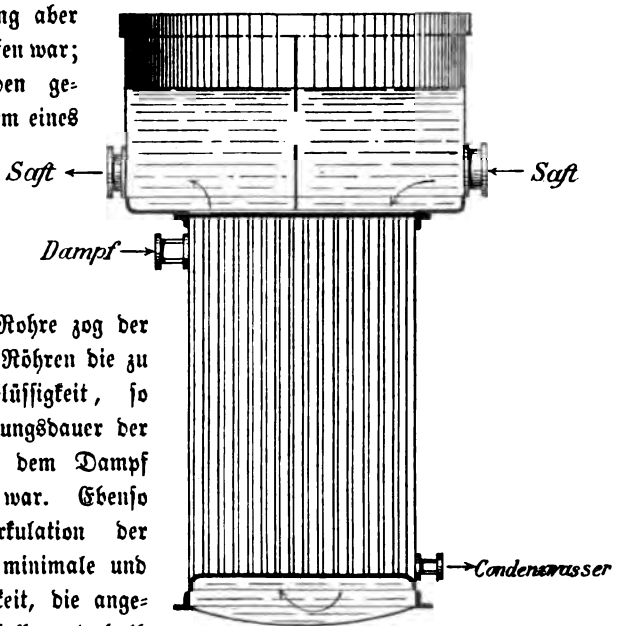


Fig. 55.

dem Anwärmapparat möglichſt raſch bewegen laſſen, was am beſten dadurch geſchieht, daß man ſie, wie den Dampf in den Verdampfapparaten Wellner-Jelinek, in Schlangenzügen durch die Rohre führt und die Summe der Querſchnitte der einzelnen Züge oder Rohrbündel gleich macht dem Querſchnitte des Heizrohres. Den Dampf führt man außerhalb der Röhren der Flüſſigkeit entgegen, ſo daß er dort eintritt, wo die erwärmte Flüſſigkeit austritt und man aus der ganzen Fläche des Vorwärmers das Maximum des Temperaturunterſchiedes und damit auch das Maximum der Leiſtung erzielt. So entſteht der Gegenſtrom-Kaloriſator, der ſich vollkommen bewährt hat. Der Durchmeſſer der Rohre ſoll ſo klein als möglich ſein, um dem Safte viel Berührungsfläche mit dem Brüden zu bieten, ſoll jedoch ſo groß gemacht werden, daß der Reinigung keine Hinderniſſe bereitet werden. Es iſt ſelbſtverſtändlich, daß man dieſen Kaloriſator nicht nur mit Dampf aus dem letzten Körper, ſondern auch mit jenem aus den erſten Körpern eines Mehrkörpers ſowie mit Rück- oder direktem Dampf heizen kann. Bei der Anlage ſolcher Kaloriſatoren iſt zu berückſichtigen, daß die Flüſſigkeit nur auf eine Temperatur gebracht werden kann, die ſich jener der Dampftemperatur nähert. Bei der Anwärmung mit Dampf des letzten Körpers wird man daher nur die auf etwa 55° anwärmen können, da Dampftemperatur hier nur 60° beträgt. Ein in Zuckerfabriken öfter vorkommenden Kaloriſator mit ſtehenden

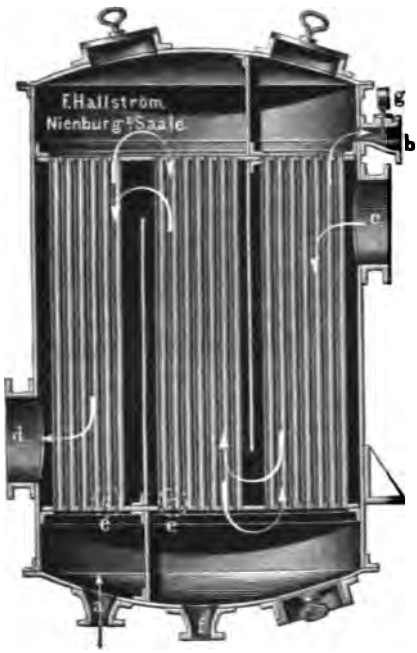


Fig. 56.

Fig. 57.

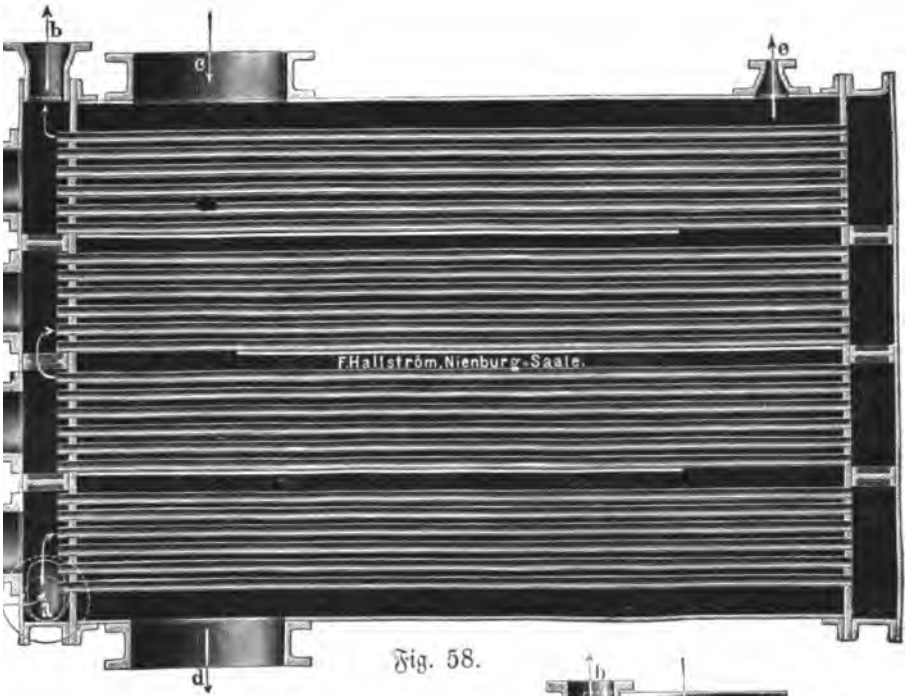


Fig. 58.

Röhren zeigen Figur 56 und 57 (Seite 74). Die Flüſſigkeit ſteht hier innerhalb der Rohre, der Dampf umſpielt die Rohre. Dadurch, daß die Flüſſigkeit ſo zu ſagen gar keine Bewegung macht, findet eine ungünſtige Art der Erwärmung ſtatt. Ein anderer mit horizontalen Rohren iſt in Figur 58 und 59 abgebildet; die Einrichtung beider iſt leicht verſtändlich.

Die Art, wie die verſchiedene Brüdendampf-Benutzung ausgeführt werden kann, ſtellt beiſpielsweiſe Figur 60 (Seite 76) an einen ſtehenden Zweikörper-Verdampfapparat mit Saftwärmer und Saturationspfannen-Erhitzung dar.

A und B ſind die beiden Verdampfapparate, deren Bauart ꝛc. aus dem **Früheren bekannt iſt.**

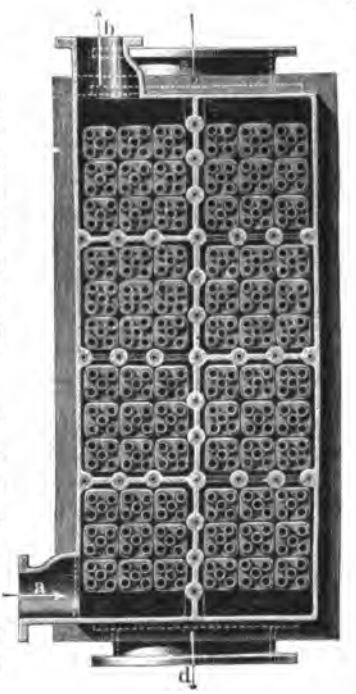


Fig. 59.

C ein Ueberheizer als Saftfänger zwischen den Apparaten.

D ein Hedeck'scher Saftfänger.

G ein Kalorisator mit Heizrohrsystem, ähnlich wie bei den Verdampfapparaten.

F ein Einspritz-Kondensator.

S S S kastenförmige Saturateure.

Der aus B durch D kommende Brüden kann je nach Stellung der in der Leitung befindlichen Ventile entweder unmittelbar nach dem Kondensator F oder durch den Kalorisator G dorthin geleitet werden.

Der von der Diffusionsbatterie nach der Saturation geleitete Saft gelangt, ehe er dort hinkommt, durch den Stutzen H bei geschlossenem Ventil 8 und geöffnetem Ventil 9 in den Kalorisator, erwärmt sich und steigt bei

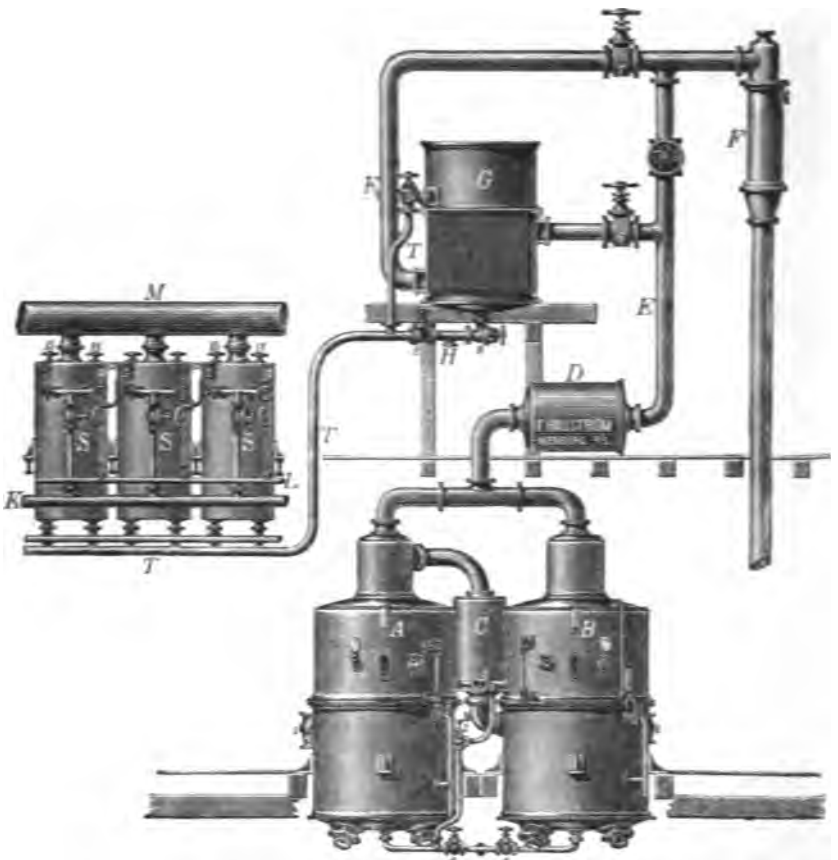


Fig. 60.

offenem Ventil 10 über in die Rohrleitung T und von dieser bei Oeffnung der Ventile 14 in die Saturationspfannen.

Ventil 8 dient zur Entleerung des Kalorisators oder auch bei geschlossenen Ventilen 9 und 10 unter Ausschluß der Vorwärmung zur direkten Beschickung der Saturationspfannen. Brüdenventil 6 und 7 ist in diesem Falle geschlossen, Ventil 5 geöffnet.

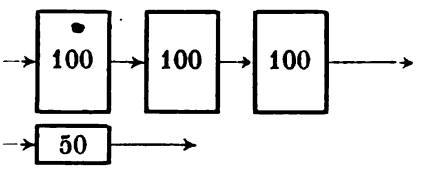
Bei der Saturationsbatterie bedeutet:

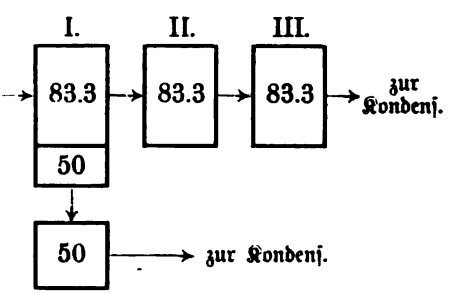
K die Kohlensäureleitung,
L „ Dampfleitung,
M „ Abdampfleitung aus den Pfannen ins Freie,
11 das Kohlensäureventil,
12 und 13 Dampfventile,
14 „ 15 Saft-Ein- und Auslaßventile.

15. Anwärmungen und Heizungen mit Dampf der verschiedenen Körper eines Verdampfapparates.

Eine weitere Ersparniß im Betriebe kann man auch dadurch erzielen, daß man Apparate (Vakuum oder Sirupkocher), deren Speisung früher ausschließlich mit direktem oder allenfalls Rückdampf erfolgte, auch mit Dämpfen aus den ersten Körpern der Verdampfapparate speist. Dadurch ist der Vortheil geboten, daß der direkte oder Rückdampf, nachdem er bereits im ersten oder im ersten und zweiten Körper eines Mehrkörpers zur Ausnützung gelangte, noch im Vakuum oder Sirupkocher ein zweites oder ein drittes mal benützt wird. Der Vortheil liegt dann ebenso wie bei Anwendung eines Gegenstrom-Kalorisators hauptsächlich darin, daß weniger Dämpfe der Kondensation zugeführt werden, indem die ersten Körper entsprechend der geschaffenen Wärmeabzugsquelle mehr Dampf entwickeln müssen, während der letzte dann nur das Uebrige zu verdampfen hat. Nehmen wir zur Erläuterung dieses Vorganges an, daß wir in einem einfachen Dreikörper 300 k Wasser in der Minute zu verdampfen haben, so wird jeder Körper, da sich die Leistung der einzelnen Körper nahe wie 1 : 1 : 1 verhält, 100 k Wasser in der Minute zu verdampfen haben, und wir werden an Heizdampf benöthigen, da 1 k Heizdampf 2,85 k Wasser verdampft, 300 : 2,85 = 105,3 k Heizdampf. Dabei gehen aus dem letzten Körper 100 k Dampf in der Minute zur Kondensation, daher verloren. Außerdem hätten wir einen zweiten Apparat (das Vakuum) der aber nur als Einkörper arbeitet und der z. B. 50 k Wasser in der Minute zu verdampfen hätte und auch mit Dämpf von 112° gespeist wird und daher an Heizdampf benöthigen wird: 50 : 0,9 = 55,5 k Dampf und gehen 50 k unbenützt zur Kondensation. Gesammtdampf-

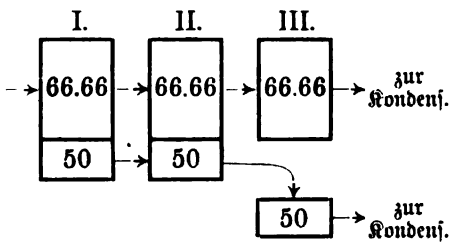
verbrauch 105,3 + 55,5 = 160,8 k. Nun nehmen wir an, daß jener Apparat, der bisher als Einkörper gearbeitet hat, seinen Dampf aus dem ersten Körper erhält, so wird derselbe vor Allem zur Erzielung einer gleichen Leistung in der Heizfläche vergrößert werden müssen und zwar im verkehrten Verhältniß der Temperaturunterschiede. War die Heizfläche früher = X, bei einem Temperaturunterschied von 112 — 60 = 52°, so wird, da die Heizung nun aus dem ersten Körper erfolgt, also mit Dampf von 94,6°, der Temperaturunterschied jetzt 94,6 — 60 = 34,6 sein. Daher muß die neue Heizfläche $= \frac{52}{34,6}$ X = 1,50 X sein. Es muß demnach eine Heizfläche von $\frac{X}{2}$ neu zugestellt werden. Sehen wir nun, welche Ersparnisse hier stattfinden. In den Verdampfapparaten müssen verdampft werden 300 k in der Minute, 50 k müssen aus dem ersten Körper dem Vakuum zugeführt werden (siehe nebenstehende Skizze), welches man als Zweikörper arbeitend denken kann, von welchen also der erste Körper 50 k und der zweite Körper 50 k verdampft. Es werden daher für den Dreikörper nur 300 — 50 = 250 k zu verdampfen bleiben, welche auf die drei Körper in gleiche Theile vertheilt ergeben 250 : 3 = 83,3 k Wasserverdampfung. Nebenstehende Skizze wird das erläutern. Die Heizfläche des Dreikörpers ist dieselbe geblieben, wie im ersten Falle, nur mit dem Unterschiede, daß die einzelnen Körper nicht mehr gleich sind, sondern daß der erste Körper um jene Heizfläche größer geworden ist, die nöthig ist, um die 50 k in der Minute für das Vakuum zu erzeugen, und welcher Zuschuß in gleichen Theilen den beiden anderen Körpern entzogen würde. Nun sind also 50 + 50 k Wasser im Zweikörper zu verdampfen und 83,3 + 83,3 + 83,3 = 250 k im Dreikörper. Der nöthige Heizdampf wird daher sein:





100 : 1,96 = 51,0 k Dampf für den Zweikörper,
250 : 2,85 = 87,7 „ „ „ „ Dreikörper.
zus. 138,7.

Es werden also gegen den früheren Fall 160,8 — 138,7 = 22,1 k Dampf erspart, wobei blos die Heizfläche des Vakuums vergrößert zu werden braucht. Noch auffallender ist diese Ersparniß, wenn wir den früheren Einkörper aus dem zweiten Körper heizten. Die Heizfläche müßte dann aber noch mehr erhöht werden, da im zweiten Körper nur die Temperatur von 77,4° herrscht, also blos ein Temperaturunterschied von 77,4 — 60 = 17,4° sein würde; es müßte also die Heizfläche dann sein: $\frac{52}{17,4}$ X = 2,98 X. Die Anordnung wäre dann nach nebenstehender Skizze durchzuführen. Im ganzen Dreikörper sind 300 k zu verdampfen; da nun aber im ersten wie im zweiten Körper 50 k zur Erzeugung des Dampfes für den eingeschalteten Körper abgenommen werden, so verbleiben 300 — (50 + 50) = 200 auf die Körper in gleiche Theile zu vertheilen, daher 200 : 3 = 66,66. Es arbeiten dann eigentlich zwei Dreikörperapparate: Der nöthige Heizdampf ist dann:



200 : 2,85 = 71,16
150 : 2,85 = 52,62
zus. 123,78 k

also eine Ersparniß gegen den einfachen Dreikörper:

160,8 — 123,78 = 37,02 k

und gegen den 1. Fall: 138,7 — 123,78 = 14,92 k

Dampf in der Minute.

Dieselbe Rechnung kann man auch bei einem Vier- oder Fünfkörper vornehmen und die Ersparniß ist immer dann größer, je näher der Körper dem letzten ist, dem der Dampf entnommen wird. Am richtigsten und besten wäre es freilich, den zum Kondensator abziehenden Dampf voll auszunützen; das einzige Mittel, die Erwärmung von Flüssigkeiten, welche übrigens auch nur, wie wir gesehen haben, auf höchstens 50° C. erwärmt werden können. Theilweise kann das allenfalls geschehen, um jedoch die Wärme sämmtlicher Dämpfe, die bei einer ökonomischen Anlage der Verdampfstation erübrigt werden, voll auszunützen, dazu stehen uns in der Zuckerfabrikation nur wenig Säfte zur Verfügung (Diffusionssäfte und Saturationssäfte) und man wird daher immer zur Kondensation dieser Dämpfe Kühlwasser heranziehen müssen. Die Ausführung solcher Dampfbenutzungen wird später eingehend erläutert werden.

IV. Hülfstheile der Verdampfapparate.

16. Ableitung der Kondensations- und Brüdenwässer.

Die Leistungsfähigkeit eines Verdampfapparates hängt, wie wir gesehen haben, hauptsächlich von der Größe des Temperaturunterschiedes zwischen dem Heizdampf und der siedenden Flüssigkeit ab. Je größer dieselbe ist, desto größer wird auch die Menge des verdampften Wassers im Apparate. Dieser Temperaturunterschied soll aber auf der ganzen Heizfläche derselbe sein, zu welchem Zwecke die Kondensationswässer in richtiger Weise aus dem Verdampfapparate entfernt werden müssen. Mit der Temperatur muß auch die Spannung im ganzen Heizraum eine möglichst gleichförmige sein. Es müssen daher bei richtiger Konstruktion die Abwässer mit einer Temperatur und Spannung abfließen, welche der des eintretenden Heizdampfes gleich ist. Welchen Einfluß dies auf die Größe der Heizfläche ausübt, ist bereits in einem früheren Kapitel ausgeführt worden. In Beziehung auf Nutzwirkung der Heizoberfläche ist es längst als vortheilhaft erkannt, in dem Behälter, wohin das Kondensationswasser abfließt, einen gewissen Druck zu veranlassen, und in dem unteren Theile desselben ein Ventil anzubringen, welches sich mit Hülfe eines Schwimmers öffnet, wenn der Wasserstand eine gewisse Höhe erreicht hat.

Es ist demnach ganz fehlerhaft, das Kondensationswasser aus Heizschlangen, Heizrohren und den verschiedenen Heizvorrichtungen in die atmosphärische Luft, oder in einen Behälter, dessen Spannung kleiner ist als die des Heizdampfes, treten zu lassen. Es erfolgt dann durch die allmälige Kondensation des Wasserdampfes Erniedrigung des Druckes und der Temperatur in jenen Theilen der Heizvorrichtung, die vom Einströmungspunkte am weitesten entfernt sind, wodurch es geschehen kann, daß schließlich das Ende der Heizvorrichtung nur vom Kondensationswasser eingenommen wird, welche der Apparat mit der Temperatur der siedenden Flüssigkeit verläßt.

Die Betriebsmaschinen der Zuckerfabriken arbeiten gewöhnlich mit einem Rückdruck von 0,5 Atm. Ueberdruck, d. h. der Rückdampf hat diese Spannung und dementsprechend 112° C. Temperatur. Diese Temperatur muß nun im ganzen Heizsistem beibehalten werden, was dadurch erreicht wird, daß man auch in dem Raum, in dem die Dampfwässer ablaufen, eine Spannung von 0,5 Atm. Ueberdruck erzeugt. Dasselbe gilt von den Heizvorrichtungen mit Kesseldampf; die Kondenswasserableitungen dieser Apparate sollen einem Behälter zugeführt werden, dem Haupt-Druckvertheiler oder sogenannten

Hauptautomaten,

in welchem ein Druck herrscht, der gleich dem des in die Heizvorrichtungen mit direktem Dampf betriebenen eintretenden Dampfes ist, also nahe gleich

der Kesselspannung, wozu aber nöthig ist, daß alle Rücklaufrohre zu diesem Hauptautomaten ein gewisses Gefälle haben.

An jeder Heizvorrichtung, ob sie nun mit Maschinen- oder Kesseldampf geheizt wird, muß sich möglichst nahe dem Ende derselben ein Rücklaufwasserventil befinden. Von diesem führt ein entsprechend weites Rohr zu dem Rückdampfsammler; es ist gut, wenn das Rohr vor dem Eintritt in einen Heber geführt wird, um durch die in den beiden Schenkeln des Rohres stehen bleibende Wassermenge einen gewissen Abschluß zu haben und zu verhindern, daß Dampf aus dem Rückdampfsammler durch diese Leitung der Heizvorrichtung zuströmt. Gleichen Zweck erreicht man auch durch ein Rückschlagventil (Retourventil).

Der Rückdampfsammler

ist ein zumeist zilindrisches Gefäß, liegend oder stehend angeordnet. In demselben haben die Rückdampfrohre sämmtlicher Dampfmaschinen der Fabrik einzumünden, sowie auch die Rückwasserleitungen sämmtlicher Heizvorrichtungen, die mit Rückdampf gespeist werden, in oben beschriebener Weise.

Im Rückdampfsammler wird ein Druck unterhalten, der etwa $^1/_2$ Atm. Ueberdruck beträgt, in gewissen Fällen auch höher oder tiefer sein kann. Das sich ansammelnde Wasser wird entweder direkt aus dem Dampfsammler mit Hülfe einer Pumpe in die Kessel gepumpt oder aber früher in einen offenen Rückwassersammler (Retour d'eau) abgelassen, welcher auch zugleich jene Brüdenwässer durch die Brüdenpumpe zugeführt erhält, welche zur Kesselspeisung verwendet werden sollen. Ein selbstthätiges Ventil im Rückdampfsammler regelt den Wasserabfluß in der Weise, daß nur Wasser und nie Dampf übertreten kann. Am Rückdampfsammler oder an irgend einer Stelle des Hauptrückdampfrohres befindet sich ein Sicherheitsventil, welches bei einem größern Drucke als dem für die Rückleitung bestimmten, Dampf abbläst und den sich im Dampfsammler anhäufenden Gasen und der Luft, welche der Dampf aus den Kesseln mitbringt, Abzug gestattet und zugleich als Meldung dafür gilt, daß überschüssiger Rückdampf vorhanden ist, der anderweitig verwendet werden soll. In ganz derselben Weise wie der Rückdampfsammler ist auch der Hauptautomat eingerichtet, nur richtet sich die Spannung in demselben nach der bestehenden Kesselspannung und ist stets nahe derselben zu halten. Der Abzug der gesammelten Wässer geschieht meist auch hier durch ein selbstthätiges Ventil; das Wasser wird, um allenfalls noch seine Wärme abzugeben, in den Rückdampfsammler geführt und verläßt gemeinschaftlich mit

dem Rückwasser des Rückdampfes den Dampfsammler, um in den Rückwassersammler zu gelangen.

In ganz derselben Weise ist die Anordnung bei direktem und Rückdampf bei richtiger Konstruktion auch für Brüdendämpfe zu treffen. Man hat zu dem Zwecke Brüdenwasserfänger gebaut, die im Prinzipe ganz dieselbe Einrichtung haben wie Rückdampfsammler und Hauptautomat, und von welchen schon früher die Rede gewesen ist (siehe Hülfstheile der Dampfkessel). Die Figur 61 stellt einen Rückwassersammler und die Figur 62 einen dazu gehörigen Automaten dar (siehe Beilage 4).

Die einzelnen Theile sind durch folgende Buchstaben bezeichnet:

A Schwimmerautomat, E Wassereintritt, F Wasseraustritt, V entlastetes Ventil, S Schwimmerkugel, m Stutzen zur Verbindung mit den Kondenswasserabzügen der Dampfheizungen, K Druckausgleichventil, R Wassersammelgefäß, M Manometer, Z Wasserstandzeiger.

Der Brüdenwasserfänger

ist ein Gefäß von beliebiger Form, das stehend und liegend angeordnet werden kann; an seinem oberen Theile befindet sich das Einlaßventil für Brüdenwasser und ein Luftventil zum Abzug der Gase und nicht kondensirten Dämpfe, am unteren Theile das Ablaßventil, im Anschluß daran ein Rohr zur Brüdenpumpe. Die Brüdenpumpe nimmt das Brüdenwasser auf und drückt es entweder in den Rückwassersammler oder in einen Behälter zu beliebiger Verwendung. Nebenstehende Figur stellt einen Brüdenwasserfänger dar; es bezeichnen A Wasserstandglas, B Lichtloch, C Brüdenwassereintritt, D Stutzen zur Verbindung mit einem Raume von niedrigerer Spannung, E Brüdenwasseraustritt, F Ablaßhahn, S Schwimmerkugel, V entlastetes Ventil.

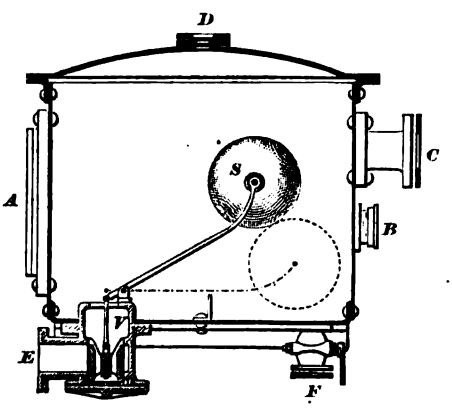


Fig. 63.

Das Einlaßventil für Brüdenwasser ist mittelst einer Rohrleitung in direkter Verbindung mit dem Heizsistem des zweiten oder dritten oder vierten Körpers, je nachdem man einen Zwei-, Drei- oder Vierkörper vor sich hat.

Erwähnt sei noch, daß man die Gase und die Luft, deren Ableitung durch das auf dem Brüdenfänger stehende Ventil erfolgt, stets in den Heizraum des folgenden Körpers leitet, um noch allenfalls mitgerissene Dämpfe zur Ausnützung zu bringen. Vom Brüdenfänger des letzten Körpers geschieht dann die Ableitung zum Kondensator.

Brüdenpumpe.

Die Berechnung derselben erfolgt als gewöhnliche Wasserpumpe und es erscheint nur angezeigt, ihr, da sie heißes Wasser aus einem mehr oder weniger luftleeren Raum zu saugen hat, ein mindestens 3 bis 6faches Volumen zu geben als für die berechnete Brüdenwassermenge genügt. Die Menge des Kondensationswassers ist stets gleich der Menge des entwickelten Dampfes des vorhergehenden Körpers, kann also leicht bestimmt werden. Es ist anzuempfehlen, für jeden eigenen Heizraum nicht nur einen eigenen Brüdenwasserfänger, sondern auch eine besondere Brüdenpumpe anzuordnen, da Verbindungen in dieser Richtung nur zu Störungen im Betriebe Veranlassung geben.

Das Dampfventil.

Wir unterscheiden hier das Dampfzuführungsventil für Kesseldampf und dasjenige für Rückdampf am ersten Körper. Diese Ventile sollen so groß sein, daß sie dem durchströmenden Dampfe gestatten, mit einer Geschwindigkeit unter 30 m durchzuströmen. Die Menge des nöthigen Heizdampfes findet man nach der früher bestimmten Formel $Dg = \frac{Q}{r_2}$, worin Dg das Dampfgewicht in Kilogrammen, welches im Heizraum kondensirt wird, bedeutet.

Es bedeutet ferner:

Q die Menge der für x qm und in der Minute übertragenen W. E. $= FC\,(t_2 - t_1)$, und

r_2 die latente Wärme, welche bei der Kondensation im Heizraume abgegeben wird $= 607 - 0.708\,t_2$.

Hat man mit Hilfe dieser Formel die Dampfmenge Dg in der Minute gefunden, so ergiebt sich die Durchgangsfläche des Dampfventiles in qm aus der Formel:

$$f = \frac{Dg}{30 \times 60 \times 0.8874}\text{*)}$$

*) 30 = Schnelligkeit des Dampfes in Metern.
60 = Reduktionszahl für Sekunden.
0.8874 = Gewicht eines cbm Dampf von $^1/_2$ Atm. Ueberdruck.

Es ist von Wichtigkeit, die Durchgänge dementsprechend groß zu machen und es müssen somit auch die Verbindungsrohre von Körper zu Körper verhältnißmäßig größer werden. Da die Gewichtsmenge des in jedem Körper erzeugten Kochbrüdens bekannt ist, so braucht man nur Folgendes als Richtschnur dienen zu lassen, um auch die richtige Abmessung dieser Verbindungsrohre zu erzielen.

Durch Versuche wurde festgestellt, daß die Verbindungsrohre von einer Weite welche den Dämpfen eine Schnelligkeit von 60 Meter in der Sekunde gestattet, noch keinen schädlichen Einfluß ausüben, indem der Rückdruck auf die im vorhergehenden Körper kochende Flüssigkeit nicht nennenswerth erhöht wird.

Es ist anzuempfehlen, die Schnelligkeit der Kochbrüden bei Berechnung der Verbindungsrohrdurchmesser nicht höher als 20—30 m in der Sekunde anzunehmen, und nur bei Verdampfapparaten mit sehr großer Heizfläche bei den letzten Körpern 40—50 m in Rechnung zu stellen. Dieses Letztere nur deshalb, damit die Durchmesser der Rohre nicht gar zu groß ausfallen. Es ist natürlich, daß man bei Anordnung der Rohrverbindungen für die Kochbrüdenübergänge so viel als möglich Kniee vermeiden muß, da diese die Reibung der Kochbrüden bedeutend vermehren und somit den Rückdruck auf die Kochflüssigkeit erhöhen oder die Luftleere der vorhergehenden Körper vermindern. Es sei

Dg das Gewicht des Dampfes (Kochbrüden), welches ein Verdampfkörper für 1 Minute und 1 qm entwickelt,

q der Querschnitt des Rohres, welcher zum nächsten Verdampfapparate die Kochbrüden zu leiten hat, in qm,

S die Schnelligkeit des Kochbrüdens in der Sekunde, in m,

F die Heizfläche des Verdampfapparates, welcher die Kochbrüden entwickelt, in qm,

Kg das Gewicht eines cbm Dampf bei demjenigen Drucke, welcher der Luftleere des Verdampfapparates entspricht, so ist:

$$q = \frac{F\ Dg}{60\ S\ Kg}$$

Bekannt ist F, S und Kg; berechnet wird Dg aus den nach der früheren Berechnung bekannten Größen. Setzt man die Werthe in obige Formel ein, so erhält man den Querschnitt des betreffenden Verbindungsrohres, aus welchem auf bekannte Weise der Durchmesser gefunden wird.

Diese Berechnungsart würde dem theoretischen Physiker natürlich nicht genügen, reicht aber vollkommen für unsere Zwecke und die praktische Ausführung hin.

Die Hauptsache ist: S stets so klein als möglich anzunehmen. Wie weit man gehen darf, zeigt das Resultat der Rechnung selbst.

Die Kondensation.

Ein sehr wichtiger Bestandtheil einer Verdampfstation ist die Kondensation, indem dieselbe auf die Luftleere im letzten Körper entscheidenden Einfluß übt, und so den guten oder schlechten Gang des ganzen Apparates bedingt.

Aus diesem Grunde ist dieser Gegenstand etwas ausführlicher zu behandeln.

Die Kondensation der sich aus dem letzten Körper entwickelnden Brüden kann man auf doppelte Weise bewirken:

a) durch direkte Einspritzung von kaltem Wasser in die Brüden,

b) durch Kühlung der Wandungen von außen (Oberflächenkondensation).

Die Kondensation mittelst direkter Einspritzung ist auf zweierlei Arten zu erzielen:

1. Direkte Einspritzung des kalten Wassers in die Brüden, Wegschaffung der kondensirten Brüden und des Kondensationswassers mittelst einer barometrischen Röhre oder Wasserpumpe und Absaugung der Luft und Gase, welche nicht kondensirbar sind, mittelst einer trocken erhaltenen Luftpumpe.
2. Die Brüden treten in einen Kondensator ein, werden hier mittelst kalter Wassereinspritzung kondensirt und von einer sogenannten nassen Luftpumpe sammt dem Kondensationswasser abgesogen.

Bei beiden Arten tritt das Wasser mittelst Brausen oder Sieben vertheilt in den Kondensationsraum, um hier so innig als möglich mit den Brüden gemengt zu werden und deren Kondensation zu bewirken.

Ob man in einer Zuckerfabrik die erstere oder letztere Art der Kondensation anwenden soll, hängt von den örtlichen Verhältnissen ab.

Liegt die Fabrik nicht zu hoch über der Wasserbezugsquelle, ist das Wasser weich und rein, das Brennmaterial theuer, so ist es angezeigt, die Kondensation mit nasser Luftpumpe anzulegen. Man erspart nicht nur die besondere Wasserpumpe, sondern auch den ganzen Apparat für die sogenannte trockene Kondensation. Die Leitungen zur Kondensation werden kürzer und so auch von der Kondensation zur Luftpumpe.

Ist das Wasser jedoch nicht frei von mineralischen Substanzen und setzt dasselbe Wasserstein ab, so wird man die Kondensation mit barometrischem Rohre und trockener Luftpumpe vorziehen.

Was die Betriebskosten beider Kondensationen in Rücksicht auf Brennmaterialverbrauch anbelangt, so ist das zur Kondensation nöthige Wasser bei der Kondensation mit trockener Luftpumpe um etwa 10 m höher zu heben als bei der nassen Luftpumpe; dagegen ist bei der Kondensation mit nasser Luftpumpe die Arbeit der Luftpumpe eine größere.

Wie wir später sehen werden, hat man zur Kondensation der Brüdendämpfe deren 20 — 40faches Gewicht an Kondensationswasser nothwendig, woraus sich der Mehraufwand von Brennmaterial berechnet wie folgt: Bei einer Zuckerfabrik die 10000 k Rüben in der Stunde verarbeitet, kommen rund 18000 k Wasser in der Stunde im Dreikörper zur Verdampfung. Es entfällt somit auf den dritten Körper 6000 k Wasser für eine Stunde, welches ebenfalls 6000 k zu kondensirendem Brüden entspricht. Nehmen wir als Durchschnitt den dreißigfachen Wasserverbrauch an, so wären in der Stunde $6000 \times 30 = 180.000$ k Wasser 10 m hoch zu heben, wozu 6.6 Pferdekraft theoretisch nöthig sind, welche sich durch Korrektion, den Verlustkoeffizienten berücksichtigend, auf 8 Pferdekraft erhöhen.

Bei unseren jetzigen Dampfmaschinen, wie sie in den Zuckerfabriken üblich sind, verbraucht man für eine Pferdekraft und Stunde zum mindesten 40 k Dampf.

Dieses entspricht somit 320 k Dampf in der Stunde oder bei 7facher Verdampfung 45.7 k guter Kohle. Auf die verarbeiteten Rüben berechnet würde das in unserem Falle einen Mehraufwand von etwa $^1/_2\%$ Kohle vom Rübengewichte gegen die nasse Kondensation erfordern.

Legen wir jedoch wieder in die Wagschale die Entlastung der trockenen Luftpumpe und die Trennung der Wasserpumpe von derselben und die anderen Vortheile, welche eine trockene Luftpumpe bietet, so werden wir finden, daß bei halbwegs niedrigem Preis der Kohle und mittlerer Güte derselben der Vortheil auf Seite der Kondensation mit trockener Luftpumpe liegt, während hoher Kohlenpreis empfindliche Betriebsausgaben herbeiführen kann.

Für den Fall, daß man eine neue Fabrik einrichtet, und das Prinzip schnellgehender Dampfmaschinen mit hoher Spannung annimmt, kann man den Dampfverbrauch einer Dampfmaschine bis auf 15 k für eine Stunde und Pferdekraft herabsetzen, wodurch der Kohlenaufwand geringer wird, und zwar in diesem Falle im Verhältnisse wie 40 : 15, wonach dann nur ein Mehraufwand an Kohle von

$$\frac{15 \times 0.457}{40} = 0.17\%$$

vom Rübengewichte nöthig wäre.

Wir haben den Kondenſationswaſſeraufwand mit dem 20—40fachen Gewichte des zu kondenſirenden Brüdens veranſchlagt und zwar auf Grund der Formel:

$$q_1 = q \frac{550 + t - t_2}{t_2 - t_1}$$

Hierbei bedeutet:

q das Gewicht des zu kondenſirenden Brüdens von der Temperatur t,

q_1 das Gewicht des nöthigen Einſpritzwaſſers von der Temperatur t_1,

t_2 die Temperatur, bei welcher die Kondenſation erfolgen ſoll.

Zu Anfange der Kampagne in den warmen Herbſtmonaten wird das Einſpritzwaſſer ſelten unter 20° C. zeigen, es iſt demnach in unſerem Falle $t_1 = 20$.

Die Temperatur t_2, bei welcher die Kondenſation ſtattfinden ſoll, wird wohl mit 35° C. angenommen werden müſſen; denn je höher dieſer Temperaturgrad ſteigt, deſto ſchwieriger iſt die Kondenſation und deſto geringer die Luftleere im letzten Körper.

Die vom letzten Körper abgehenden Brüden ſollen eine Temperatur von 60° C. beſitzen, wie wir ſchon in früheren Beiſpielen als Mittelwerth angenommen haben.

In obiger Gleichung die Werthe eingeſetzt, erhalten wir:

$$q_1 = q \left(\frac{550 + 60 - 35}{35 - 20}\right) = 38\ q$$

d. h. unter dieſen Umſtänden iſt das nöthige Kondenſationswaſſer das 38fache des Brüdengewichtes.

Dagegen wird ſich im Winter, wenn $t_1 = 0$ wird, der Waſſerverbrauch viel niedriger ſtellen, denn:

$$q_1 = q \left(\frac{550 + 60 - 35}{35}\right) = 16.4\ q$$

d. i. das 16.4fache Gewicht des Brüdendampfes wird in dieſem Falle nöthig ſein. Bei der Berechnung von Verdampfſtationen muß man immer den ungünſtigſten Fall in Rechnung ziehen, und wenn man auch nicht den Fall von 38 q annehmen will, ſo wird es doch ſtets gut ſein, nie unter 30 q zu gehen:

Aus obiger Formel erſehen wir Folgendes:

Je niedriger die Temperatur des zur Kondenſation verwendeten Waſſers, deſto weniger braucht man von demſelben. Je niedriger die Temperatur angenommen wird, bei der man kondenſiren will, deſto mehr Waſſer braucht man.

Diese Zahlen sind jedoch nur theoretisch zutreffend, in der Praxis erhöht sich der Kondensationswasserverbrauch, je nachdem die Kondensationsvorrichtung mehr oder weniger vollkommen eingerichtet ist.

Kondensatoren, die das Injektionswasser nicht fein genug vertheilen, die den Brüdendämpfen nicht genug Raum bieten, um in großer Oberfläche mit dem Kondensationswasser in Berührung zu kommen, verbrauchen bedeutend mehr Kondensationswasser, um vollständige Kondensation zu bewirken. In der Regel jedoch ist bei derartigen Kondensatoren die Folge eine unvollkommene Kondensation und eine niedrige Luftleere im letzten Körper des Verdampfapparates.

Wir wollen nun an dieser Stelle die Fehler der bis jetzt üblichen Kondensatoren prüfen. Der größte Fehler, der den meisten Kondensatoren anhaftet, ist der, daß sie mittelst einer Brause gespeist werden oder daß die Brüden unter Sieben sich fortbewegen und einem künstlichen Regen ausgesetzt werden, der durch diese Siebe erzeugt werden soll. Die Brause wirkt so lange, als ihre Löcher nicht durch mechanische Verunreinigungen verstopft oder durch Wasserstein verlegt werden. Bei den Sieben ist dasselbe der Fall.

Man ist gezwungen, während der Kampagne öfters, sogar mehrmals im Tage, die Kondensatoren zu öffnen, um die mechanischen Verunreinigungen zu entfernen, welche die Siebe oder die Brausen verstopfen. Dies führt zu unangenehmen Aufenthalten und zur baldigen Zerstörung der Kondensationsvorrichtung.

Abgesehen hiervon, ist auch der Weg zu kurz, den die Brüden im Wasserregen zurücklegen, und die Oberfläche zu klein, welche den Brüden zur Wasserberührung geboten wird. Manche Fabriken helfen sich bei schlechter Kondensation dadurch, daß sie in die Brüdenleitung eine Oberwasserkondensation einschalten, welche nachhelfen soll und oft auch bedeutend nachhilft, da der Weg, den Brüden und Wasser zusammen in der Brüdenleitung zurücklegen, bedeutend länger ist, als in den Kondensatoren gewöhnlicher Konstruktion.

Alle diejenigen Kondensatoren, die für Zuckerfabriken konstruirt werden, haben den außerordentlichen und gemeinschaftlichen Fehler, zu klein zu sein und dem Brüdendampf zu wenig Kondensationsfläche zu bieten. — Die Kondensation der Dämpfe soll doch im Kondensator stattfinden. Es muß also soviel Raum in demselben vorhanden sein, daß die Brüden und das Kondensationswasser hier verweilen können, um Zeit zur Kondensation zu gewinnen. Bei Kondensationsdampfmaschinen schreibt man vor, daß der

Kondensa
Verdamp
man oft
önnen.
oppelte
er Raur
Folge
nd dest
uftleere
Dreikörp
ch zu
ücksicht
erdam
wischen
pparat
sich be
beide
der K
Abänd
welch
gemei
Gefä
Brüt
selbe
und
stücke
stücke
sehr
Ring
stehe
von
mögl
Obe

›enſator das 1,5fache Volumen der Luftpumpe haben ſoll, und bei ›ampfſtationen, wo die Kondenſation bedeutend ſchwieriger iſt, findet oft Kondenſatoren, die ſo klein ſind, daß ſie nahezu gar nichts nützen en. Es iſt zu empfehlen, ſtets mindeſtens das 1,5fache, beſſer das elte Volumen der Luftpumpe für dieſelben anzunehmen. Denn je größer Raum im Kondenſator, je vollkommener der Waſſervertheilungsapparat olge deſſen eingerichtet werden kann, deſto beſſer iſt die Kondenſation deſto leichter vollzieht die nachfolgende Luftpumpe ihre Aufgabe. Hohe eere des letzten Körpers, große Temperatur-Unterſchiede am ganzen körper und höchſte Leiſtung deſſelben iſt das Reſultat. Hierbei iſt zu bemerken, daß bei Aufſtellung eines Kondenſators immer darauf ſicht genommen werden ſoll, daß derſelbe ſo nahe als möglich beim ampfkörper ſteht. Je näher derſelbe iſt und je weniger Rohrleitung hen beiden ſich befindet, deſto höher iſt die Luftleere im Verdampf- rate.

In Figur 67 (ſiehe Beilage 5) iſt ein Kondenſator dargeſtellt, der bereits durch mehrere Jahre ſehr gut bewährt hat, und bei welchem : oben erwähnte Uebelſtände nicht vorkommen. Derſelbe kann auch bei Kondenſation mit trockener Luftpumpe, in dieſem Falle mit einiger nderung verwendet werden.

Der Kondenſator beſteht aus einem äußern zilindriſchen Gefäße, in jem ein zweites zilindriſches Gefäß eingeſetzt iſt. Beide haben eine ›inſchaftliche Grundplatte.

Sowohl der Deckel des äußeren, wie auch der Deckel des inneren ißes iſt abnehmbar.

An dem äußeren Gefäße iſt der Stutzen für die zu kondenſirenden den, und der Stutzen für das Kondenſationswaſſer angebracht.

Im Innern des Gefäßes ſind Ringe eingeſetzt, welche mit an dem- n angenieteten Füßen aufeinander ſtehen.

Zwiſchen dieſen Ringen ſind an einer Stange, die auf Füßen ſteht feſt gemacht iſt, die Teller angebracht, welche durch kurze Rohr- e auseinander gehalten werden. Die Teller ſowohl, als die Rohr- e ſind abnehmbar, und ſo läßt ſich der ganze innere Apparat leicht herausnehmen, nachdem man die Deckel abgeſchraubt hat. Die ze ſowohl, als auch die Teller dürfen nicht aus gelochten Blechen be- n, damit das ganze Waſſer als Waſſerfall von Ring zu Teller und Teller zu Ring fällt, mit den Brüden gemeinſchaftlich den größt- lichen Weg macht und zur Kondenſation derſelben eine ſehr große rfläche darbietet.

An dem ganzen Kondenſator iſt keine Brauſe und kein Sieb. Es kann keinerlei Verſtopfung ſtattfinden und man braucht denſelben die ganze Kampagne nicht zu öffnen, ſelbſt wenn das Waſſer Waſſerſtein abſetzt. Er arbeitet ſtets gleich vortrefflich.

Die Brüden treten bei A ein, das Kondenſationswaſſer kommt durch den Stutzen C und ſteigt in der Doppelwand des Kondenſators von unten nach oben. Daſſelbe trifft bei der oberen Oeffnung des inneren Zilinders mit den Brüden zuſammen, wird mit denſelben innig gemiſcht und ſtürzt dann, wie früher beſchrieben, in außerordentlich feiner Vertheilung, die Brüden vollſtändig kondenſirend, dem Ausgange B zu, welcher zur Luftpumpe führt.

Iſt dieſer Kondenſator mit einer naſſen Luftpumpe verſehen, und ſaugt ſich derſelbe das Kondenſationswaſſer direkt an, ſo iſt darauf zu ſehen, daß der Punkt A ſich nicht höher über dem niedrigſten Waſſerſtande der Bezugsquelle befinde, als 5 Meter.

Die Oberflächen-Kondenſatoren findet man in Zuckerfabriken nur ſelten. Sie werden jedoch zum Zwecke der Wärmeausnützung vielfach angewendet nnd können alsdann auch, in die Leitung zur Luftpumpe eingeſchaltet, als wirkliche Kondenſatoren betrachtet werden. Es iſt ſchon früher davon die Rede geweſen und es kann daher auf Seite 73 und ff. verwieſen werden.

Greiner empfiehlt ſeinen Gegenſtrom-Kondenſator, welcher in Figur 68 (Seite 99) im Durchſchnitt dargeſtellt iſt. B iſt der Brüdeneingang; die Vertheilung des Brüdens um einen eingehängten Zilinder, und der Eintritt deſſelben in dieſen Zilinder, von unten aus dem Waſſer entgegen, der Waſſerzugang W und der Waſſerweg iſt neuartig.

Brauſen und Waſſerglocken verſetzen ſich leicht durch kleine mit dem Waſſer eingeführte Beſtandtheile (Laub, Stroh ꝛc.) und geben das Waſſer in zu ſchneller Bewegung ab.

Für das Waſſer iſt daher der freie Fall, der Regen, gewählt. Der im Zwiſchenraume der beiden Zilinder vorgekühlte Brüden durchſtreicht zuerſt das aus dem Innenzilinder nach dem Fallrohre F abfließende Waſſer, an welches er einen Theil ſeiner Wärme, ſo weit das noch möglich iſt, abgiebt. Von hier aus ſteigt er dem frei aus dem Boden einer offenen Schüſſel abfallenden Waſſer entgegen und wird kondenſirt. Der weitere Weg für die verbleibenden Gaſe führt zum Luftpumpenſtutzen L abermals durch das fallende Waſſer um die Schüſſel herum und durchzieht hier die Stelle der tiefſten Temperatur.

Die Schüſſel, in welche das Waſſer von unten eintritt, enthält in ihrem Boden (je nach Größe des Kondenſators) 3 bis 6 Kreiſe von Röhrchen,

deren Höhe nach außenhin wächst. Durch diese Röhrchen fällt das Wasser nach unten frei ab. Wird viel Wasser eingelassen, so werden mit steigender Fläche sämmtliche Röhren von oben gefüllt; tritt wenig Wasser ein, so können nur die tiefer gestellten Röhrchen aus dem niedrigeren Wasserspiegel Füllung erhalten. Bei jedem Wasserzufluß werden, auch wenn die Horizontale bei Aufstellung des Kondensators nicht getroffen ist, Kreise von Wasserstrahlen fallen, welche, geschlossene Zilinder bildend, die Bedingung der innigen Mischung von Brüden und Wasser erfüllen.

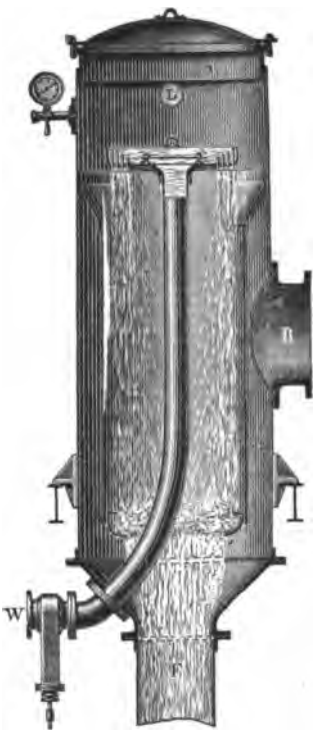


Fig. 68.

Zugleich ist das in die Schüssel eintretende Wasser gezwungen, von unten aus an den Röhrchen in die Höhe zu strömen und so die Oeffnungen derselben von fremden Gegenständen frei zu halten.

Mit Entfernung des Deckels (wobei keine Rohrverbindung gelöst zu werden braucht) liegt die Schüssel mit ihren Röhrchen offen vor Augen. Auch die Schüssel selbst ist leicht abzuheben, um das ganze Innere des Kondensators freilegen zu können.

Eine Beleuchtung der grundsätzlichen Unterschiede zwischen gewöhnlicher Parallelstrom-Kondensation mit nasser Luftpumpe und der Gegenstrom-Kondensation entnehmen wir einem Vortrag von F. J. Weiß,*) wobei wir nicht vermeiden können, zum Theil schon Bekanntes des Zusammenhanges wegen zu wiederholen:

„Eine jede Kondensation besteht immer aus zwei zusammenarbeitenden Theilen:

a) dem eigentlichen Kondensator, dessen Aufgabe es ist, durch eingeführtes Kühlwasser die ankommenden Dämpfe möglichst vollständig niederzuschlagen, zu tropfbarer Flüssigkeit zu verdichten;

b) einer Luftpumpe, welche die Luftverdünnung im Kondensator herstellt und unterhält, indem sie die dort vorhandene Luft absaugt.

*) gehalten in der Hauptversammlung des Vereins deutscher Eisenhüttenleute zu Köln am 30. Juni 1889, abgedruckt in der Zeitschrift „Stahl und Eisen“ 1889, Nr. 8.

Diese Luft hat zweierlei Herkunft: einestheils ist es die im Kühlwasser eingesaugt gewesene Luft, die sich bei dem verminderten Druck im Kondensator frei macht; anderntheils bringt auch immer Luft durch undichte Stellen von außen ein.

Wenn die Luftpumpe zugleich mit der Luft auch das warme Wasser aus dem Kondensator zu schaffen hat, so nennt man sie eine nasse Luftpumpe: das ist beispielsweise der Fall bei den meisten jetzt bestehenden Dampfmaschinenkondensatoren.

Wenn aber die Warmwasserabfuhr aus dem Kondensator getrennt von der Luftausfuhr stattfindet (entweder durch eine besondere Warmwasserpumpe, oder aber einfacher und selbstthätig durch ein mindestens 10 m hohes Wasserbarometerrohr oder Abfallrohr), die Luftpumpe also nur die Luft aus dem Kondensator zu schaffen hat, so nennt man sie eine trockene Luftpumpe.

Der in einem jeden Kondensator herrschende Gesammtdruck p_0 setzt sich zusammen aus zwei Theilen:

1. dem Druck d des im Kondensator anwesenden Dampfes,
2. dem Druck l der im Kondensator anwesenden Luft, und zwar so, daß

$$p_0 = d + l \ldots\ldots (1).$$

Diesen Gesammtdruck p_0 mit möglichst kleinen Mitteln kleiner Kühlwassermenge, kleiner Luftpumpe, geringer Betriebskraft) so niedrig als möglich zu halten, ist die Aufgabe einer guten Kondensationsanlage.

Der eine Theil dieses Gesammtdruckes p_0, nämlich der Dampfdruck d, hängt — zweckentsprechend gute Vertheilung des Kühlwassers vorausgesetzt — nur von der Temperatur t' des ablaufenden Warmwassers ab, und diese wiederum nur von der Menge (und Temperatur) des zur Verfügung stehenden oder in Verwendung genommenen Kühlwassers. Dieser Theil des Gesammtdruckes hat also unter gegebenen Verhältnissen ein für allemal eine bestimmte Größe, von der nichts abzuziehen ist.

Den andern Theil jenes Gesammtdruckes p_0, den Druck l der anwesenden Luft, können wir aber durch Anwendung richtiger Mittel beliebig weit herabmindern; er hängt wesentlich ab von der Art und Weise, wie diese Luft aus dem Kondensator geschafft wird, d. h. wie und wo die Luftpumpe am Kondensator angreift, und hier kommen wir auf den Kernpunkt der Sache. Während bei richtiger Anlage die Luftpumpe ein Gasgemenge aus dem Kondensator saugt, das nur aus Luft bestehen soll, ist sie bei der gewöhnlichen Kondensation so angelegt, daß jenes Gasgemenge zum weitaus größten Theil aus Dampf und nur zum geringsten Theil aus Luft besteht. Dampfabsaugen aus dem Kondensator hat aber durchaus keinen Zweck; da-

durch wird das Vakuum nicht erhöht, weil Dampf im Kondensator in einer für die Luftpumpe unerschöpflichen Menge vorhanden ist bezw. aus dem vorhandenen Wasser sich sofort wieder erzeugt. Der Dampf soll eben im Kondensator möglichst vollkommen kondensirt werden, und zwar vor Eintritt in die Luftpumpe.

Dies kann nun auf eine höchst einfache Weise dadurch bewirkt werden, daß man den Dampf unten, das kalte Wasser aber oben in den Kondensator treten, und daß man die Luftpumpe ebenfalls oben am Kondensator die Luft absaugen läßt. Der zu kondensirende Dampf strömt somit dem niedergehenden Kühlwasser entgegen und die Luftpumpe saugt ihre Luft an der Stelle aus dem Kondensator, wo er am kältesten ist, weil eben dort auch das frische Kühlwasser eintritt, und wo in Folge der Kälte kein bezw. nur wenig kondensirter Dampf vorhanden ist.

Im Gegensatz zu dieser Gegenstromkondensation darf man die gewöhnliche Kondensation mit nasser Luft- bezw. Warmwasserpumpe, wo Wasser und Luft zusammen abgeführt werden, als Parallelstromkondensation bezeichnen.

An einem Beispiel soll nun die grundverschiedene Wirkungsweise der beiden Kondensationsarten dargethan werden:

Man habe Kühlwasser von $t_0 = 15°$ und gebe soviel davon zu, daß die Temperatur des ablaufenden warmen Wassers $t' = 40°$ werde; dabei zeige das Vakuummeter einen Gesammtdruck von $p_0 = 0{,}10$ Atm.

Hat man es nun mit gewöhnlicher Kondensation zu thun (also Parallelstrom und nasse Luftpumpe), so herrscht hinter dem Kolben der Luftpumpe während ihres Saugens natürlich auch der Kondensatordruck $p_0 = 0{,}10$ Atm. (abgesehen von kleinen Unterschieden, herrührend von Widerständen der Ventile u. s. w.). Da aber außer der Luft auch noch Wasser in der Luftpumpe ist, und zwar warmes Wasser von $t' = 40°$, so beträgt der Druck des Dampfes aus diesem warmen Wasser nach Regnaults Dampftabellen allein schon $d_{40} = 0{,}072$ Atm.

Für den Luftdruck in der Pumpe bleibt sonach nur ein Druck übrig von

$$l_{par.} = p_0 - d_{t'} = 0{,}100 - 0{,}072 = 0{,}028 \text{ Atm.}$$

Wir saugen also die Luft in sehr verdünntem Zustande ab; damit wir genügend Luft absaugen, nämlich in der Zeiteinheit gerade so viel, als in derselben in den Kondensator eintritt, muß die Luftpumpe verhältnißmäßig sehr groß sein, oder mit anderen Worten: Weil an dem Orte, wo man mit nasser Luftpumpe die Luft aus dem Kondensator absaugen muß, warmes Wasser vorhanden ist, so muß man dort nutzlos eine Masse Dampf mit absaugen, in welchem die zu entfernende Luft, auf welche es einzig und allein abgesehen sein sollte, aufgelöst oder vermischt ist.

Haben wir nun aber einen Gegenstrom-Kondensator mit trockener Luftpumpe, so wird oben, wo das Kühlwasser eintritt, und wo die Luftpumpe ihr Gasgemenge absaugt, der kühlste Ort im Kondensator sein; es wird sich also dort oben der Dampf — bis auf einen ganz geringen Rückstand — kräftig niederschlagen; dadurch nimmt aber dort der Druck ab; es entsteht daher — um diesen Druck wieder herzustellen — eine lebhafte Strömung des — unteren — Gasgemenges dorthin, aus dem sich immer wieder der Dampf kondensirt, so daß schließlich die Luft dort oben so dicht ist, daß sie nahezu allein schon den Gesammtdruck p_0 ausübt.

In einem Gegenstromkondensator konzentrirt sich also die schädliche Luft nach oben, wo sie in konzentrirtem Zustande von der (trockenen) Luftpumpe weggeholt wird, während der Dampf nach unten gedrängt wird; wir haben in dem Gegenstromkondensator:

unten, beim Dampfeintritt, wo es heiß ist: dichten Dampf plus dünne (event. gar keine) Luft = Gesammtdruck p_0; und

oben, beim Eintritt des Kühlwassers, wo es kalt ist, und von wo die Luftpumpe die schädliche Luft absaugt: dünnen Dampf plus dichte Luft = demselben Gesammtdruck p_0,

wie das schematisch in dem Diagramm neben Figur 69 (Seite 103) versinnbildlicht ist.

Es können nun offenbar die Verhältnisse immer derart gewählt, d. h. der oben abzusaugenden Luft genügend Oberfläche zur Abkühlung am kalt eintretenden Kühlwasser gegeben werden, daß die Temperatur t'' oben im Kondensator gleich oder nur wenige Grade höher ist als die Temperatur t_0 des eintretenden Kühlwassers. Angenommen, diese Temperatur t'' sei in unserm Falle $t'' = 20°$; dem entspricht ein Dampfdruck $d_{t''} = 0{,}023$ Atm. Da wir sonst nichts geändert haben, so wird der Gesammtdruck p_0 im Kondensator derselbe geblieben sein wie vorhin, d. h. wieder $p_0 = 0{,}10$ Atm. Also bleibt jetzt für die Luft im oberen Theile des Kondensators, von wo aus die Luftpumpe ihr Gasgemisch absaugt, ein Druck 1 übrig, der sich wieder aus Gleichung (1) ergiebt:

$$1 = p_0 - d_{t''} = 0{,}10 - 0{,}023 = 0{,}077 \text{ Atm.}$$

Die Luft ist also im oberen kühleren Theile des Gegenstromkondensators in einem $\frac{0{,}077}{0{,}028} = 2{,}75$ mal dichteren Zustande vorhanden als bei Parallelstrom; die trockene Luftpumpe bei Gegenstrom saugt also ihre Luft in diesem 2,75 mal dichteren Zustande aus dem Kondensator ab; ihr Hubvolumen kann also 2,75 mal kleiner sein als derjenige Theil des Hubvolumens der nassen Luftpumpe, der auf Förderung der Luft verwendet wird.

Wenn aber das Hubvolumen für die Zeiteinheit unserer trockenen Luftpumpe bei Gegenstrom $2^3/_4$ mal kleiner ist, so ist auch ihre Arbeit $2^3/_4$ mal kleiner, weil natürlich die Arbeit der Luftpumpe direkt gleichmäßig ist dem in der Zeiteinheit zusammenzudrückenden Luft- bezw. Gasgemenge (Luft + Wasserdampf).

Das ist der eine prinzipielle Vortheil von Gegenstromkondensation gegenüber Parallelstromkondensation:

Ganz bedeutend kleinere Luftpumpe und dementsprechend ganz bedeutend verminderte Betriebsarbeit für dieselbe.

Nun kommen wir zum andern Vortheil des Gegenstroms über Parallelstrom: es betrifft das die Kühlwassererspariß, die durch ersteren bewirkt wird.

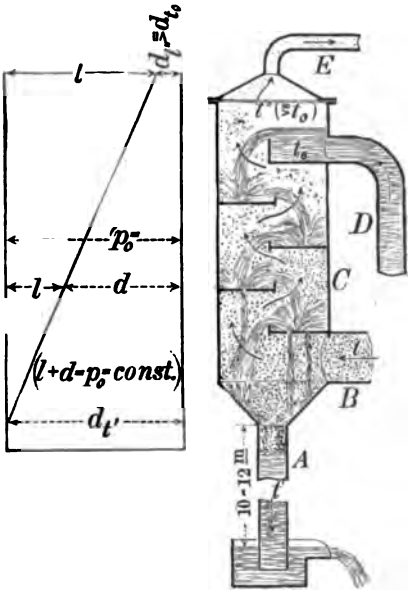


Fig. 69.

Im Fall einer nassen Luftpumpe (also Parallelstrom) saugt die Pumpe die Luft und das warme Wasser am selben Orte ab. Die Luft bezw. das Gasgemenge, bestehend aus Luft + Wasserdampf, hat natürlich den Gesammtdruck p_0, der im Kondensator herrscht. Dieser Gesammtdruck p_0 besteht aus der Summe: Luftdruck l + Dampfdruck d. Der Luftdruck l ist dabei immer vorhanden, weil eben dort die Luftpumpe die Luft absaugt. Also muß der Druck d des Dampfes des warmen Wassers nothwendigerweise um eben diesen Luftdruck l kleiner sein als der Gesammtdruck p_0 (oder das Vakuum) im Kondensator. Von diesem Dampfdruck d hängt aber unmittelbar die Temperatur t' ab, auf welche sich das ablaufende Wasser erwärmen kann; und da dieser Dampfdruck d kleiner ist als der Gesammtdruck p_0, so folgt nothwendig, daß auch die Temperatur des ablaufenden Wassers kleiner ist, als dem Vakuum im Kondensator entsprechen würde.

Nehmen wir beispielsweise an, wir hätten im Kondensator einen Gesammtdruck (oder ein Vakuum) von $p_0 = 1{,}10$ Atm., so würde diesem Druck eine Dampftemperatur, also auch eine Temperatur des ablaufenden warmen Wassers von 46° C. entsprechen. So warm kann aber hierbei das ablaufende Wasser nicht werden; denn seine Dämpfe würden

allein schon den Gesammtdruck $p_0 = 0{,}10$ Atm. ausüben, für die Luft bliebe nichts mehr übrig. Es darf und kann sich nicht bis auf jene Temperatur erwärmen, sondern nur darunter, damit der Druck seiner Dämpfe kleiner bleibe, also nur einen Theil des Gesammtdruckes ausmache, den Druck der Luft dem andern Theil überlassend.

Ganz anders bei Gegenstrom: Hier wird aus dem unteren Theile des Kondensators, wo das warme Wasser ihn verläßt, die Luft nach oben verdrängt. Und wenn die Luftpumpe eine bestimmte zu berechnende Größe hat, die zu überschreiten nichts nützt, so wird die Luft vollständig aus dem unteren Theile des Kondensators nach oben verdrängt. Es ist also $l = 0$ geworden, und der Gesammtdruck p_0 besteht lediglich aus Dampfdruck. Alsdann aber kann sich das ablaufende warme Wasser bis vollständig auf die dem Vakuum entsprechende Temperatur erwärmen (was bei Parallelstrom eben grundsätzlich nicht möglich ist), und es erwärmt sich dann auch vollständig bis zu jener höchst möglichen Temperatur, wenn nur für eine gute Kühlwasserzertheilung gesorgt ist; denn jedes Wassertheilchen kommt am Ende seines Weges im Kondensator, bevor es denselben verläßt, noch mit den eben anlangenden heißesten Dämpfen in innige Berührung, und der Wärmeaustausch von Wasserdampf und Wasser, wenn sich beide unmittelbar berühren, ist ungemein energisch.

Wenn sich aber das Kühlwasser bis völlig auf die dem Vakuum im Kondensator entsprechende Temperatur erwärmt, so ist klar, daß dann die Kälte des Kühlwassers vollständig ausgenützt wird, und daß man also unter diesen Umständen die geringstmögliche Menge davon braucht. Die Arbeit, die zur Förderung dieses Wassers erforderlich ist, und zwar sowohl in den Kondensator hinein, als aus demselben hinaus, wird dann dabei ebenfalls die kleinstmögliche.

Ein richtig angelegter Gegenstromkondensator erfüllt folgende zwei Bedingungen:

1. Sein oberer Theil, und insbesondere das Verbindungsrohr zur Luftpumpe hin, soll sich vollständig kalt anfühlen; alsdann ist man sicher, daß die Luftpumpe möglichst nur Luft absaugt, weil eben in einem kalten Gemenge von Luft und Wasserdampf naturgemäß der letztere nur in einem sehr verdünnten Maße enthalten sein kann. Die nöthige Größe der Luftpumpe — und damit auch deren Arbeit — wird also eine möglichst kleine.
2. Das ablaufende Warmwasser erwärmt sich vollständig bis auf die dem Vakuum entsprechende Temperatur, d. h. man braucht nur so viel Wasser zu geben, daß es sich wirklich bis auf diese

Temperatur erwärmt, womit auch der Kühlwasserverbrauch und der Kraftverbrauch für Förderung des Wassers ebenfalls sein Minimum erreicht.

Es sei hier beispielsweise eine Beobachtung an einem gewöhnlichen Dampfmaschinenkondensator (also mit Parallelstrom und nasser Luftpumpe) mitgetheilt, welche sehr einfach ist, von Jedermann sofort leicht wiederholt werden kann, und welche doch einen rechten Einblick in das technische Wesen der Kondensation verschafft.

Wenn man nämlich nur die Temperatur des Kühlwassers (t_0) und die des ablaufenden warmen Wassers (t') an einem Kondensator mißt, so erhält man sofort durch Einsetzen dieser beiden Werthe in die bekannte Formel

$$n = \frac{625 - t'}{t' - t_0}$$

das thatsächlich zur Verwendung gelangte Kühlwasserverhältniß n, d. h. das Verhältniß des thatsächlich in den Kondensator eingeführten Kühlwassers zu dem gleichzeitig eingetretenen Dampfe (beides in Kilogramm für die Zeiteinheit gemessen), und ohne daß man nöthig hätte, Dampfmenge und Kühlwassermenge jede für sich zu messen, was immer mit Umständen verbunden ist.

Liest man dann auch noch den Vakuummeterstand ab, so hat man den Druck p_0, der zur Zeit der Beobachtung im Kondensator herrscht. Mit diesem Druck findet man nach den Regnault'schen Dampftabellen die diesem Drucke entsprechende Temperatur gesättigten Wasserdampfes; und diese Temperatur (t') ist nach den vorhergehenden Entwickelungen diejenige, auf die sich das Wasser im Kondensator erwärmen könnte und würde, wenn man Gegenstromkondensation verwendet hätte. Setzt man dann auch diese Temperatur in die Formel für das Kühlwasserverhältniß n ein, so findet man nun, wie viel oder vielmehr wie wenig Kühlwasser bei Gegenstrom gebraucht worden wäre anstatt bei Parallelstrom, und zwar unter sonst gleichen Umständen, d. h. bei gleicher Temperatur des Kühlwassers und bei gleicher Höhe des Vakuums.

So zeigte sich beispielsweise an einem gewöhnlichen Kondensator:
Kühlwassertemperatur . . . . . $t_0 =$ 18° C. konstant
und dann Temperatur des ablaufenden Warmwassers . . . . . $t' =$ 29°, 36° und 57°.

Die erste Temperatur von $t' = 29°$ war vorhanden bei der Stellung des Einspritzhahnes (also derjenigen Zugabe von Kühlwassermenge), die der Wärter der betr. Maschine als die nach seiner Meinung vortheilhafteste von

sich aus ausgewählt hatte, die er immer einhielt und wobei er ein Vakuum von 64 cm erhielt. Bei Zufuhr von mehr und von weniger Wasser wurde das Vakuum geringer.

Die zweite Temperatur $t' = 36°$ ergab sich, als man zur Probe den Einspritzhahn etwas mehr zudrehte und wartete, bis wieder Beharrungszustand eingetreten war; und die dritte Temperatur $t' = 75°$ wurde erhalten durch noch weiteres Abschließen des Kaltwasserhahnes.

Setzt man nun diese Werthe der Temperaturen t_0 und t' in die Formel für n ein, so erhält man:

$$n = 66 \quad 33 \quad 14{,}5.$$

Im ersten Fall, den der Maschinist für den günstigsten hielt und auch noch hält, nämlich wo mit „höchstem Vakuum" gearbeitet wurde, gebrauchte also der Kondensator eine enorme Kühlwassermenge, nämlich das 66fache Gewicht von dem in derselben Zeit kondensirten Dampf.

Es waren dann auch gleichzeitig die Vakuummeterstände abgelesen worden und ergaben für die 3 Fälle:

$$64 \quad 62{,}5 \quad 51{,}5 \text{ cm.}$$

$$\text{also } p_0 = 0{,}15 \quad 0{,}18 \quad 0{,}32 \text{ Atm.}$$

Diesen Druckhöhen entsprechen aber nach Regnaults Dampftabellen Temperaturen von

$$t'_{\text{gegenstr.}} = 55° \quad 58° \quad 71°,$$

auf welche das Kühlwasser bei Gegenstrom sich hätte erwärmen können und sollen.

Setzt man nun diese Werthe von t' (und den gleichbleibenden Werth von $t_0 = 18°$) in die Formel für n ein, so erhält man:

$$n_{\text{geg.}} = 15 \quad 14 \quad 10{,}5.$$

Anstatt, daß man also bei Parallelstrom das 66-, 33- und $14\frac{1}{2}$fache vom Dampfgewicht thatsächlich gebraucht hat, hätte man bei Gegenstrom nur das 15-, 14- und $10\frac{1}{2}$fache gebraucht, man hätte also im ersten Fall nicht einmal $\frac{1}{4}$, im zweiten Falle nicht ganz $\frac{1}{2}$ und im dritten Fall etwa $\frac{2}{3}$ soviel Wasser in Verwendung nehmen müssen, wie bei nasser Luftpumpe und Parallelstrom.

Man könnte nun sagen — und hört das thatsächlich auch oft sagen —, daß dort, wo Wasser in reichlicher Menge vorhanden ist, es auch nichts mache, wenn man mehr davon brauche, da es ja nichts koste! Diese Meinung ist aber nicht richtig. Der Nutzen der Kondensation für die Dampfmaschine (oder des Verdampfapparats), an der sie wirkt, besteht in der Arbeitssteigerung der letzteren durch vermehrten Druckunterschied auf Vorder- und Hinterseite der Dampfkolben, jedoch minus der Arbeit, die der Betrieb der Kondensation

ſelber wieder erfordert; oder in der durch die Anbringung der Kondenſation erzielten Dampf- alſo Kohlenerſparniß minus dem Dampf — alſo auch den Kohlen —, die man für den Betrieb der Kondenſation ſelber wieder ausgeben muß. Man hat alſo natürlich darauf zu ſehen, daß der Betrieb der Kondenſation ſelber möglichſt wenig Arbeit erfordere. Nun iſt — auch ohne Anſtellung von rechneriſchen Entwickelungen, die hier zu weit führen würden, — leicht einzuſehen, daß der Kraftverbrauch einer jeden Miſchkondenſation (man darf hier auch an ganz andere Formen derſelben denken, z. B. an Körtings Strahlkondenſator) direkt gleichmäßig dem Kühlwaſſerverbrauch iſt.

Die Arbeit zum Betriebe einer jeden Miſchkondenſation ſetzt ſich nämlich immer aus zwei Theilen zuſammen: erſtens der Arbeit zur Waſſerförderung in den Kondenſator hinein, und aus demſelben heraus, wobei die eine oder die andere Arbeit auch $= 0$ ſein kann; zweitens der Arbeit zur Luftförderung aus dem Kondenſator hinaus.

Die Arbeit zur Förderung des Waſſers in den Kondenſator hinein iſt dann $= 0$, wenn der Kondenſator ſein Waſſer ſelber ausſaugt, die Arbeit zur Förderung des Waſſers aus demſelben hinaus mit naſſer Luftpumpe iſt — wenn nicht gleichzeitig auch noch ein Heben der Waſſermaſſe ſtattfindet — die gleiche, die es erfordert hätte, das Waſſer auf eine Höhe zu heben, die gerade der Saugkraft des Kondenſators entſpricht. Herrſcht alſo in einem Kondenſator ein Druck von z. B. 0,10 Atm. Druck, könnte er alſo ſein Waſſer auf 9 m Höhe ſaugen, ſo erfordert das Hinausſchaffen dieſes Waſſers aus dem Kondenſator mittelſt Pumpe ins Freie die gleiche Arbeit, als ob das Waſſer im Freien um 9 m gehoben werden müßte.

Die Geſammtarbeit zur Bewegung des Waſſers iſt jedenfalls gleichmäßig der Waſſermenge.

Aber die Arbeit zur Förderung der Luft — nämlich die Kompreſſionsarbeit, um die Luft vom niedrigen Kondenſatordruck auf den Druck der vollen Atmoſphäre zu bringen, und ſie in dieſe hinauszuſchieben, — iſt auch gleichmäßig der verwendeten Kühlwaſſermenge; denn mit doppelt ſoviel Kühlwaſſer bringt man auch doppelt ſoviel abſorbirte Luft in den Kondenſator, welche wieder hinausgeſchafft ſein muß.

Da aber die Gegenſtromkondenſation mit der jeweiligen kleinſtmöglichen Kühlwaſſermenge auskommt, ſo iſt ſchon aus dieſem Grunde ihr Kraftbedarf zum eigenen Betrieb der kleinſtmögliche.

Zu dieſer Verminderung des Kraftverbrauches der Gegenſtromkondenſation gegenüber Parallelſtrom, welche von vermindertem Kühlwaſſer-

verbrauch herrührt, kommt dann noch eine weitere Verminderung dieses Kraftverbrauches hinzu, welche davon herrührt, daß das Hubvolumen der Luftpumpe auch noch kleiner sein kann, weil sie die Luft in konzentrirtem Zustand absaugt, anstatt vermischt mit einer vollständig unnützen Menge Dampf, auf dessen Kompression in der Luftpumpe natürlich auch Arbeit — aber vollständig nutzlos — verwendet werden muß. Die Arbeit der Luftpumpe ist ihrem Hubvolumen auch immer direkt gleichmäßig, gleichgiltig, ob das letztere nützlicherweise nur mit Luft, oder unnützerweise auch mit Dampf erfüllt sei.

Der Gesammtaufwand an Arbeit zum Betrieb an Kondensation selbst ist bei Gegenstrom ganz bedeutend kleiner als bei Parallelstrom, überhaupt der kleinstmögliche; also ist auch der entfallende Nutzen dieser Art Kondensation für die Dampfmaschine der überhaupt mit Mischkondensation höchsterreichbare."

Für solche Fälle, wo man die nothwendige Kühlwassermenge nicht zur Verfügung hat, wird von Jelinek der sogenannte Theisen'sche Kondensator (D. R.-P. 37534) empfohlen.*)

Dieser Kondensator verbraucht, um 1 k Dampf zu kondensiren, anstatt 20—35 k, nur 1 k Wasser. Es ist dies ein bedeutender Unterschied und doch ganz natürlich. Ja er braucht sogar nicht einmal 1 k Wasser, sondern $^3/_4$—$^8/_{10}$ k, wie praktische Resultate gezeigt haben. Dieser Kondensator ist in Anwendung und zwar ohne jeden Anstand bei großen Kondensationsmaschinen, die 1000—3000 Pferdekräfte haben und wo man die Wassermassen, die man in der Sekunde brauchen würde, nicht bewältigen kann. Dort hat man diesen Kondensator in Anwendung gebracht und es arbeitet derselbe vollkommen zweckentsprechend.

Es wurden Versuche gemacht mit diesem Kondensator in seiner veralteten Form, welche in Deutschland angestellt wurden, und in einer neueren Form in der Zuckerfabrik Smiric in Böhmen, wo er den Anforderungen als solcher genügt hat, wo aber noch Mängel hervorgetreten sind, die eben in der Art und Weise der zu kondensirenden Dämpfe lagen, weil die Zuckerfabrik nicht nur Dämpfe, sondern auch Gase zu bewältigen hat.

Es ist aber zu erwarten, daß auch diese Frage sich lösen lassen wird, nachdem man Alles entfernt hat, was schädlich einwirkte.

Die Einrichtung dieses Kondensators beruht auf der Benutzung von verdampfendem, nicht von sich erwärmendem Kühlwasser; bekanntlich nimmt 1 k Wasser, welches sich um 1° erwärmt, nur eine Kalorie auf, während

*) Böhmische Zeitschr. für Zuckerindustrie, Bd. 14 (1889), H. 1.

solches, welches verdampft, 635 Kalorien dazu nöthig hat und aufnimmt. Der Apparat ist demnach so eingerichtet, daß die Abkühlung und Kondensation des Dampfes durch *verdampfendes* oder verdunstendes Wasser geschieht.

Die Dämpfe, welche aus dem 4. oder 5. Verdampfkörper sich entwickeln, gehen durch ein Rohrsistem. Das Rohrsistem liegt in einem Kasten; auf die Rohre strömt Wasser und wird erwärmt durch die vom vierten Körper strömenden Dämpfe.

Zwischen diesen Rohren bewegen sich Scheiben. Diese Scheiben tauchen in das Wasser ein und werden durch das Wasser erwärmt; zwischen den Scheiben hindurch wird Luft geblasen, die Luft verdunstet das Wasser, das verdunstete Wasser entzieht die Wärme den Scheiben und die Scheiben entziehen die Wärme dem Wasser, welches in den Kondensator zufließt und von den Rohren und dem zu kondensirenden Dampfe erwärmt wird, wodurch dieser sich kondensirt.

Da aber hierbei stets Wasser zur Verdunstung gelangt, so entzieht auch 1 k auf solche Art verdunsteten Wassers indirekt dem zu kondensirenden Dampfe etwa 635 W. E. und ist somit zur Kondensation desselben auch nur 1 k Wasser nöthig.

Der Kondensator wirkt auch dann noch, wenn die hineingeblasene Luft ganz mit Wasserdampf gesättigt ist, da deren Temperatur im Kondensator erhöht wird und dieselbe somit aufnahmsfähig für mehr Wasserdampf macht. Die Luft kann bis etwa 50° C. im Apparate erwärmt werden. Die Erwärmung geschieht durch die Scheiben, welche demnach so groß konstruirt werden müssen, um die nöthigen Wärmemengen liefern zu können.

Jelinek berechnet, daß der Apparat etwa 725 Kalorien benöthigt und daß er dann noch 18% Wasser mehr kondensirt, als man Wasser zur Kondensation nothwendig hat.

Schon Peclet hat einen nach demselben Prinzip eingerichteten Kondensator beschrieben und empfohlen und später sind mehrfach solche Apparate, namentlich zum Gebrauch in der Bierbrauerei, hergestellt und patentirt worden, die von jenem ersten nur wenig abweichen; die mit denselben gemachten Erfahrungen haben dann neuerdings zu einer etwas abgeänderten Einrichtung, eben dem Theisen'schen Kodensator, geführt, welcher unter gewissen Verhältnissen mit Vortheil zu benutzen ist, nämlich in Zuckerfabriken dann, wenn es entweder an dem nöthigen kalten Wasser zur Einspritzkondensation fehlt oder wenn noch geringwerthige Flüssigkeit mit wenig Kosten verdampft werden soll.

Die Figuren 70 und 71 stellen diesen Apparat in äußerer Ansicht (nach Entfernung des Abzuges h) und im Durchschnitt dar.

Der zu kondenſirende Dampf und Brüden gelangt in horizontal gelagerte Bündel dünnwandiger Metallrohre i, welche, durch den unteren Theil eines Kaſtens a hindurch geſteckt, von Kühlwaſſer umſpült werden. Der Dampf, welcher durch die die Rohrbündel auf der einen Seite zuſammenfaſſende Dampfkammer b zunächſt eintritt, kondenſirt ſich in den Rohren.

Das Kondenswaſſer ſowie beigemengte Luft werden von der Pumpe durch die am anderen Ende die Rohre vereinigende Kammer c abgeführt, um als etwa 50° C. warmes, reines Waſſer direkt zur Keſſelſpeiſung oder anderen Zwecken verwandt zu werden.

Wie aus der Zeichnung erſichtlich, ſind die Zu- und Abführungsſtutzen an den Dampfkammern b und c derart gelegt, daß dieſe, an den Stirnſeiten durch leicht abnehmbare Deckel d geſchloſſen, zugänglich ſind und ſo geſtatten, die ausziehbar eingefügten Rohre zur Reinigung auf das ſchnellſte herauszunehmen und wieder einzuſetzen. In dem Kühlwaſſer zwiſchen den Rohren dreht ſich eine große Anzahl verzinkter Eiſenblechſcheiben e, welche auf der wagerechten Welle F befeſtigt ſind und nur mit der unteren Hälfte in das Waſſer tauchen, mit der oberen aber in den

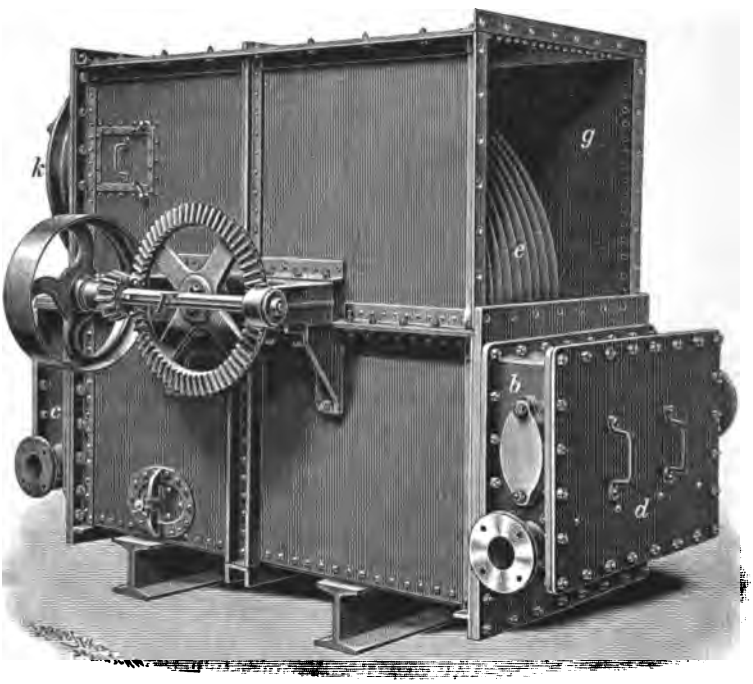


Fig. 70.

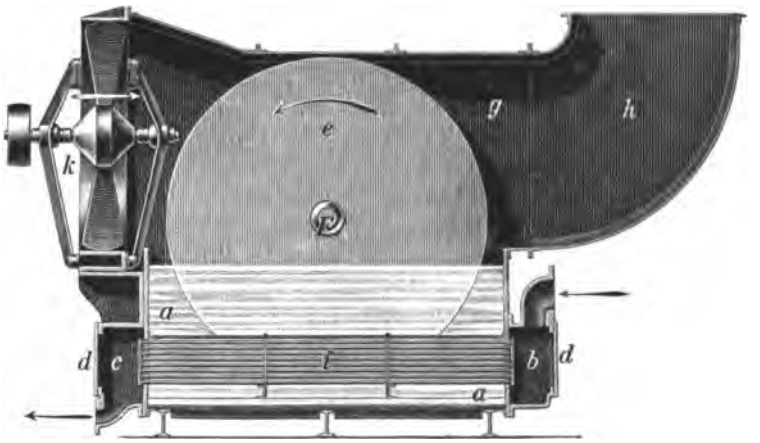


Fig. 71.

über dem Wasser befindlichen Verdunstungsraum g ragen. Das die Scheiben netzende Wasser verdunstet hier und entzieht die dazu nöthige Wärme dem Metall der Scheiben. Wenn diese nun bei ihrer Umdrehung mit den gekühlten Stellen wieder in das Wasser tauchen, kühlen sie dasselbe, indem sie die vom kondensirten Dampfe herrührende Wärme aufnehmen. Die starke Beluftung der Scheiben geschieht durch Schraubenventilatoren k, welche, über den Dampfkammern c angebracht, die Luft in den Verdunstungsraum pressen. Diese streicht zwischen den Scheiben hindurch, nimmt den Wasserdampf auf und tritt gesättigt durch den Schlot h aus.

Die kalorischen Vorgänge im Kondensator sind von Mrazek, in dessen Vortrag in der Hauptversammlung deutscher Eisenhüttenleute vom 30. Juli 1889, wie folgt dargestellt worden.

Die an das Kühlwasser abgegebene Wärme in der Minute ist

$$D\,(606{,}5 - 0{,}695\,t) = K\,(t - T)\,c \;.\;.\;.\;.\;I$$

wenn D die zu kondensirende Dampfmenge in Kilogramm für die Minute,
t die dem zu erreichenden Vakuum entsprechende Temperatur,
K die Größe der Kühlfläche in qm,
T die Temperatur des Kühlwassers,
c den Transmissionskoeffizienten für ein qm für 1° Temperaturunterschied in der Minute bedeutet.

Diese an das Kühlwasser übergehende und abzuführende Wärme wird verwendet:

1) Zur Erwärmung der in den Verdunstraum des Apparates eintretenden äußeren Luft, und es ist der Wärmeaufwand hierfür

$$L_e \cdot 1{,}293 \cdot 0{,}237 \left(1 - \frac{S_e}{760}\right)(t_a - t_e) =$$

$$= 0{,}3 \left(1 - \frac{S_e}{760}\right)(t_a - t_e)\, L_e \ldots . \text{ II}$$

wenn L_e das Volumen derselben in cbm in der Minute,

S_e das Spannungsmaximum in Millimeter Queckſilberſäule des darin enthaltenen Waſſerdunſtes iſt, bei der Temperatur

t_e der äußeren Luft, welche ſich auf die Temperatur

t_a erwärmt auf ihrem Wege durch den Verdunſtungsraum des Apparates.

1,293 iſt das Gewicht eines cbm trockener Luft bei 0° Temperatur und 760 mm Barometerſtand,

0,237 die ſpezifiſche Wärme der Luft bei konſtantem Druck.

2) Zur Erhöhung des der Temperatur t_e entſprechenden Spannungsmaximums S_e der in der eintretenden Luft enthaltenen Waſſerdünſte auf das der Temperatur t_a entſprechende Spannungsmaximum S_a der in der austretenden Luft enthaltenen Waſſerdünſte und iſt der hierzu nöthige Wärmeaufwand:

$$L_e \cdot 1{,}293 \cdot 0{,}6225 \frac{S_e}{760} \frac{273}{273 + t_e} \cdot 0{,}305\,(t_a - t_e) =$$

$$= 0{,}0882 \frac{S_e}{272 + t_e}(t_a - t_e)\, L_e \ldots . \text{ III}$$

dabei iſt 0,6225 das ſpezifiſche Gewicht von Waſſerdampf bezogen auf Luft.

3) Zur Verdunſtung des die Verdunſtſcheiben benetzenden Kühlwaſſers und iſt der hierzu nöthige Wärmeaufwand:

$$W\,(606{,}5 + 0{,}305\, t_a - T) \ldots . \text{ IV}$$

wenn W die minutlich zu verdunſtende Waſſermenge in Kilogramm,

T die mittlere Temperatur des Kühlwaſſers bedeutet.

Die Summe der durch II, III und IV beſtimmten Wärmemengen muß nun gleich ſein der durch das Kühlwaſſer dem kondenſirten Dampfe entzogenen Wärmemenge I und iſt ſomit

$$0{,}3 \left(1 - \frac{S_e}{760}\right) t_a - t_e)\, L_e + 0{,}0882 \frac{S_e}{273 + t_e}(t_a - t_e)\, L_e$$

$$+ W\,(606{,}5 + 0{,}305\, t_a - T) = D\,606{,}5 - 0{,}695\, t) \ldots . \text{ V.}$$

Die Temperatur des Kühlwaſſers an der Austrittſtelle der Verdunſtungsſcheiben aus demſelben beträgt erfahrungsgemäß bei normaler Leiſtung des Kondenſators etwa 55° C., die die Verdunſtungsſcheiben beſtreichende Luft erwärmt ſich auf 40 bis 45° C. und iſt bei Annahme auch vollſtändiger

Sättigung der äußeren Luft bei einer Temperatur derselben von selbst 25° C. und der Annahme, daß die den Verdunstungsraum verlassende Luft wieder voll gesättigt ist

$$L_o = 25\ W \ldots . \quad VI.$$

Mit Benutzung dieses Werthes folgt aus Gleichung V:

$$W = 0{,}782\ D \ldots . \quad VII,$$

wenn die einem zu erreichenden Vakuum von 65 cm Quecksilbersäule entsprechende Temperatur von etwa 54° für t eingesetzt wird.

Somit wäre $L_o = 20\ D \ldots . \quad VIII,$

es ist also die nöthige Luftmenge bei oben angeführten Annahmen in Kubikmetern gleich dem zwanzigfachen zu kondensirenden Dampfgewichte, beides auf dieselbe Zeiteinheit bezogen, und die Menge des verdunsteten Kühlwassers ist kleiner als die zu verdichtende Dampfmenge."

Mit Rücksicht auf die Höhe der Luftdruckverminderung dürfte zu empfehlen sein, diesen Kondensator nicht allein anzuwenden, sondern in demselben nur den größten Theil der Dämpfe verdichten zu lassen, das übrige aber in einem hinter demselben aufzustellenden, kleinen, nur einen geringen Bruchtheil der sonst nothwendigen Wassermenge bedürfenden Einspritzkondensator schließlich niederzuschlagen. Gerade dieser letzte Antheil wird von dem beschriebenen Kondensator am schwierigsten bewältigt werden und die meisten Kosten verursachen, während immerhin schon die Verdichtung des größten Theils der Dämpfe mit wenig Wasser, die Gewinnung der entsprechenden Menge warmen Wassers (welche bei Einspritzeinrichtungen immer verloren ist) und die Möglichkeit der Verdampfung von zu verwerthenden Flüssigkeiten, auch bei unvollständiger Ausnutzung in vielen Fällen sehr annehmbare Vortheile darbieten wird.

Auf einen eigenthümlichen Wärme- und Kühlapparat hat die Firma Klein, Schanzlin & Becker ein Patent erhalten, welcher mannichfacher Verwendung fähig sein dürfte. Die Apparate dienen dazu, um mit Abdampf von Maschinen Wasser anzuwärmen, oder Dampf durch Kühlwasser zu kondensiren. Sie bestehen aus gerippten, gußeisernen, flachen Hohlkörpern, welche mit Dampf gefüllt und von dem zu erhitzenden oder kühlenden Wasser umspült werden. Von den Hohlkasten werden eine beliebige Anzahl an abgehobelten Flächen zusammengesetzt und mittelst einer Schraubenspindel aufeinander gedichtet und zu einem größeren Apparat (Figur 72) vereinigt, welcher nach dem Gegenstrom-Prinzipe ausgeführt ist. Es folgen hintereinander je eine Dampfkammer und eine Wasserkammer. Diese Kammern bilden einen fortlaufenden langen Kanal, in dem Dampf und Wasser in die mit einander verbundenen Kammern übertreten.

Denkt man ſich den Dampf- und Waſſerkanal ausgebreitet und nebeneinander gelegt, ſo tritt da kaltes Waſſer ein, wo der abgekühlte Dampf den Apparat verläßt und das gewärmte Waſſer tritt aus, wo der

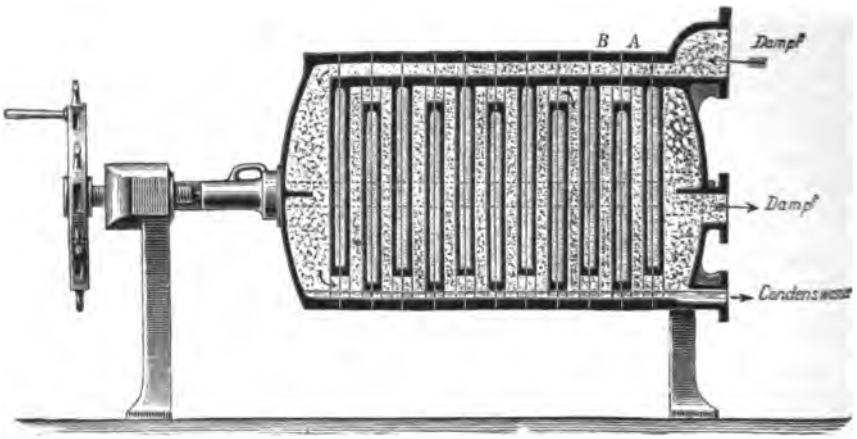


Fig. 72.

heiße Dampf einſtrömt. Es beſteht darum überall ein ſehr großer Unterſchied zwiſchen der Waſſer- und Dampftemperatur und es iſt die Wärmeüberführung deswegen eine bedeutende.

Nach Verſuchen wurden auf das Quadratmeter Kühlfläche 70 k Dampf kondenſirt; alſo ſoviel wie bei dünnen Meſſingröhrchen. Die Wände der Waſſerkammern überziehen ſich mit der Zeit mit Schleim, welcher die Wärmeüberführung behindert; es müſſen deswegen dieſe Wände ab und zu gereinigt werden. Dies kann in ſehr einfacher Weiſe geſchehen, indem man die Schraubenſpindel zum Zuſammenpreſſen der Platten löſt und letztere wie bei einer Filterpreſſe auseinander ſchiebt. Die gerippten

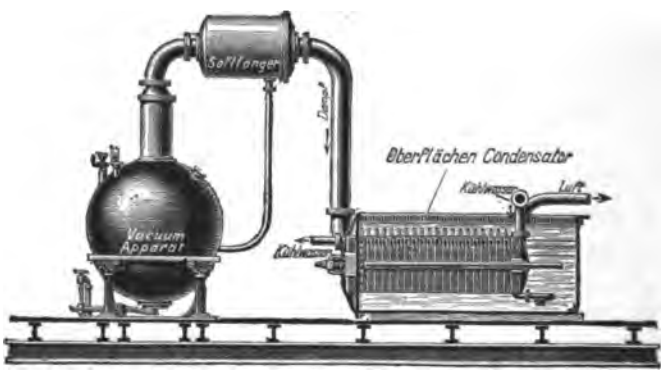


Fig. 73.

Wasserflächen werden alsdann gut zugänglich. Das Wiederzusammenpressen und Abdichten der Platten geschieht mittelst Tuchstreifen, welche auf der einen Seite durch Asphaltlack auf die Platten aufgeklebt sind und es macht das Zusammensetzen der Platten keinerlei Schwierigkeiten.

Den größten Vortheil bietet der Apparat als Oberflächen-Kondensator. Ein solcher braucht, da er Gegenstrom besitzt und das Kühlwasser mit 65° abgiebt, fast nur $^1/_3$ soviel Kühlwasser, als ein Einspritz-Kondensator. Dieses Kühlwasser enthält kein Fett und kann deswegen für die verschiedensten Zwecke verwendet werden. Bei Verwendung des Apparates als Kondensator wird das ganze zusammengesetzte Gehäuse in einen Wassertrog gesetzt. Die einzelnen Platten sind dann ganz von Wasser umgeben und letzteres schützt gegen Eintritt von Luft in den Dampfraum bei etwaigem Undichtwerden einer Verpackung zwischen den Rahmen. Solche Kondensatoren lassen sich beispielsweise bei Vakuum-Apparaten anwenden (Fig. 73) und thun besonders gute Dienste, wenn das zur Verfügung stehende Wasser zum Einspritzen nicht geeignet ist.

Die Luftpumpe.

Die Luftpumpe ist eben so wichtig wie der Heizapparat, ja wenn derselbe in der besten Ordnung ist, kann eine unrichtig angeordnete Luftpumpe die Leistung einer Verdampfstation bedeutend herabsetzen.

Die Luftpumpen werden in verschiedenen Anordnungen ausgeführt, die bekanntesten Arten sind folgende:

1. Liegende, doppeltwirkende Kolben-Luftpumpenmaschinen mit Riemenscheiben, Guß-, Holz- oder Federkolben als nasse und trockene Luftpumpen konstruirt, meist in Oesterreich gebräuchlich.

2. Liegende Luftpumpenmaschinen mit doppeltwirkendem Plunger als nasse Luftpumpen, meist in England gebräuchlich.

3. Stehende, doppeltwirkende trockene Kolben-Luftpumpen, meist in Deutschland gebräuchlich.

4. Einfach wirkende, stehende nasse Luftpumpen mit Gitterkolben, nun meist verlassen.

Es handelt sich hauptsächlich darum, die richtige Größe einer Luftpumpe für eine betreffende Verdampfstation festzustellen.

Die nasse Luftpumpe hat die Aufgabe, zuerst das sämmtliche zur Kondensation nothwendige Wasser hinwegzuschaffen, und kommt hierzu noch die Fortschaffung des Wassers, welches durch Kodensation der Brüden des letzten Körpers des Dreikörpers entstanden ist. Ferner hat dieselbe zu entfernen:

Die Luft, welche in dem Kondensationswasser enthalten war.

Die Luft und die Gase, welche sich beim Kochen des Saftes im ersten, zweiten und dritten Körper des Dreikörpers aus dem Rübensafte entbinden, und durch das Heizsistem des zweiten und dritten Körpers und deren Brüdenwasserfänger in die Kondensation gelangen.

Die Luft, welche wegen der Porosität des Materials, aus welchem die Apparate, Kondensatoren und Rohrverbindungen hergestellt sind, in die Verdampfapparate eindringt.

Von diesen Faktoren sind uns bekannt:

Die Menge des Kondensationswassers. Es ist rund das 20- bis 40fache Gewicht des im dritten Körper verdampften Wasserquantums.

Die Luft, welche im Einspritzwasser enthalten ist, und welche nach Bunsen in folgenden Verhältnissen im Wasser aufgelöst ist:

Wasser löst bei C° und 760 mm Barometerstand Volumina Luft:

0° . . .	0,02471
5° . . .	0,02179
10° . . .	0,01953
15° . . .	0,01795
20° . . .	0,01704

Die Luftmenge, welche sich aus den kochenden Säften entbindet, ist uns unbekannt, ebenso die Menge der Gase, welche beim Kochen gebildet werden. Ebenso ist uns jene Luftmenge unbekannt, welche durch die Poren der Verdampfapparate in dieselben gelangt. Eine jede direkte Berechnung ist demnach ausgeschlossen, da dieselbe nur von problematischem Werthe wäre.

Bei Kondensationsdampfmaschinen benöthigt man zur Kondensation des Auspuffdampfes etwa das 28fache seines Gewichtes und konstruirt die Luftpumpen so groß, daß für jedes Kilo Dampf, welches in einer Minute zu kondensiren ist, der Luftpumpenkolben 0,12—0,15 cbm Raum zu durchlaufen hat. Hierbei erzielt man ein besseres Vakuum, als wir in unseren Verdampfapparaten aufzuweisen haben.

Die einer Kondensationsdampfmaschine entströmenden Auspuffdämpfe enthalten Luft, welche mit dem Speisewasser in die Dampfkessel gelangt. Das Einspritzwasser enthält dieselben Luftmengen wie das Einspritzwasser bei Verdampfapparaten und doch findet eine bedeutend bessere Kondensation statt. Die Dämpfe einer Kondensationsmaschine enthalten jedoch keine derartigen Gase, wie die Dämpfe des kochenden Saftes und man kann es somit nur diesem bis jetzt noch nicht qualitativ und quantitativ bestimmten Gasgemenge zuschreiben, daß trotz kalten Kondensationswassers, trotz der besten Kondensatoren nicht ein so hohes Vakuum in den Verdampfapparaten erzeugt werden kann als bei Kondensationsmaschinen, wenn man obige Dimension der Luftpumpe beibehält.

Somit kann nur die Erfahrung maßgebend sein, es wird nach der Praxis für nöthig gehalten, obige Zahl von 0,12—0,15 cbm unbedingt auf 0,3 oder zum Mindesten auf 0,25 cbm zu erhöhen, um ein Vakuum zu erzielen, welches beständig 600 mm beträgt.

Nur unter äußerst günstigen Verhältnissen kann man unter dieses Maß herunter gehen, was jedoch nicht zu rathen ist.

Dieses gilt nicht nur für nasse, sondern auch für trockene Luftpumpen, da der Unterschied des Raumbedarfes zwischen beiden nur etwa $^1/_{15}$ weniger zu Gunsten der trockenen Luftpumpe betragen würde, d. i. die Menge des Einspritzwassers, welches eine trockene Luftpumpe nicht wegzuschaffen hat. Dagegen hat die trockene Luftpumpe schädliche Räume, die nicht mit Wasser ausgefüllt werden, und hauptsächlich längere Rohrleitungen, die zur Zuleitung der Luft und Gase dienen, welches Beides reichlich obigem $^1/_{15}$ gleichkommt.

V. Das Vakuum.

Allgemeines.

Wir haben an früherer Stelle gesehen, daß das Vakuum im heutigen Sinne derjenige Apparat der Zuckerfabrik ist, in welchem das Abdampfen der Säfte bis zum Erreichbaren getrieben und also vollendet wird. Während dieser Arbeit scheidet sich bei zunehmender Dichte der Säfte der Zucker aus, soweit er nicht durch Gegenwart gewisser fremder Bestandtheile vom Ausscheiden verhindert wird.

Seiner Bestimmung und Thätigkeit nach ist das Vakuum also ein Verdampf-Apparat; jedoch konnte es wegen abweichender physikalischer und mechanischer Eigenthümlichkeiten seines Produktes und der Behandlung derselben nicht in die Reihe der Verdampfer aufgenommen werden.

Es ist nöthig, daß wir die Unterschiede zwischen den Thätigkeiten in den bis dahin behandelten Verdampfkörpern und denen im eigentlichen Vakuum kennen lernen, um die Bedingungen der Konstruktion des Letzteren zu verstehen.

1) Je weniger Wasser eine Zuckerlösung enthält, desto höher liegt ihr Siedepunkt. Ursache dieser Erscheinung ist die größere Schwere und vor Allem die größere Kohäsion der konzentrirteren Lösungen. Wir werden diese beiden Eigenschaften noch näher zu behandeln haben.

2) Namentlich die Beschaffenheit der fertigen Füllmasse ist es, welche dem Vakuum ganz andere Bedingungen bezüglich seiner Form und inneren Einrichtung stellt, als die Säfte in leichtflüssiger Gestalt den Verdampf-Apparaten.

Den Anforderungen gerecht zu werden, welche im Vakuum eine an Menge, Schwere und Zähigkeit während eines Sudes zunehmende Masse stellt, und zwar nicht nur bezüglich einer gleichmäßigen Durchheizung, sondern auch einer leichten Entleerung — das sind die Konstruktionsschwierigkeiten, welche dem Vakuum anhaften, und die zu überwinden als Kern der heutigen Arbeiten auf diesem Felde angesehen werden muß.

17. Einflüsse auf das Verkochen im Vakuum.

a) Einfluß der Schwere der Saftsäule im Vakuum.

Der Einfluß der Schwere der siedenden Masse allein ist unschwer zu bestimmen. Nehmen wir an, daß ein Sud unter einer Leere von 0,79 Atm. = 60 cm Quecksilber, d. i. unter einem absoluten Drucke von 0,21 Atm. stehe, so ist dieser Druck der gleiche auf der ganzen Oberfläche der siedenden Flüssigkeit. Für eine tiefergelegene Horizontalebene kommt derjenige Druck hinzu, welcher durch die Schwere der oberhalb dieser Ebene stehenden Saftsäule ausgeübt wird. Dieser Druck ist also abhängig von der Höhe und der spez. Schwere des jeweiligen Saftes. Um mit dem vorhingenannten Luft- (bezw. Dampf-) Drucke summirt zu werden, muß er in dem Werthe „Atmosphäre" ausgedrückt werden.

Hat der Saft z. B. bei einer 2 m hohen Säule das spez. Gewicht von 1,13, so ist der Druck, der 1 m Wasser so viel als 1 Zehntel Atmosphäre bedeutet: 0,1 . 2 . 1,13 = 0,226. Nach dieser Anschauung ist die unten folgende Tabelle (S. 119) zusammengestellt. Sie giebt für Zuckerlösungen von 40 bis 100 % Zuckergehalt, und für Tiefen von 0, 1, 2 und 3 m den jedesmaligen Atmosphärendruck an, summirt diesen mit dem beständigen Oberflächendruck, und zieht daraus die Siedetemperaturen in Graden C., welche hier nur in ganzen Zahlen angegeben sind, während die Zwischenglieder hinzugedacht werden müssen.

Wenn wir die so gefundenen Siedetemperaturen der Säfte — es sind reine Zuckerlösungen angenommen, und die Angaben stimmen also mit der Wirklichkeit nicht ganz genau überein — bei den verschiedenen Höhen untereinander vergleichen, so begreifen wir leicht, wie wichtig es ist, in den Verdampfkörpern thunlichst niedrige Saftschichten anzuwenden. Denn es handelt sich in der Verdampfung um die ergiebigste Ausnutzung eines gegebenen beschränkten Wärmegefälles, innerhalb dessen eine möglichst oftmalige Theilung der verfügbaren Temperaturskala mit praktischem Erfolge durchgeführt werden soll.

Säfte von % Zucker	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Spezifisches Gew. derselben	1,180	1,201	1,223	1,256	1,290	1,320	1,351	1,383	1,416	1,450	1,485	1,521	1,558
Druck an der Oberfläche bei 0,21 Atm.	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210
Druck der Saftsäule von 1 m	0,118	0,120	0,123	0,126	0,129	0,132	0,135	0,138	0,142	0,145	0,149	0,152	0,156
„ „ „ „ 2 m	0,236	0,240	0,246	0,252	0,258	0,264	0,270	0,276	0,284	0,290	0,298	0,304	0,312
„ „ „ „ 3 m	0,354	0,360	0,369	0,378	0,387	0,396	0,405	0,414	0,426	0,435	0,447	0,456	0,468
Summe der Druckgrößen													
an der Oberfläche, 0 m	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210	0,210
bei einer Saftsäule von 1 m	0,328	0,330	0,333	0,336	0,339	0,342	0,345	0,348	0,352	0,355	0,359	0,362	0,366
„ „ „ „ 2 m	0,446	0,450	0,456	0,462	0,468	0,474	0,480	0,486	0,494	0,500	0,508	0,514	0,522
„ „ „ „ 3 m	0,564	0,570	0,579	0,588	0,597	0,606	0,615	0,624	0,636	0,645	0,657	0,666	0,678
Siedetemperatur C.													
an der Oberfläche, 0 m	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62	62
bei einer Saftsäule von 1 m	72	—	—	—	—	—	73	—	—	—	—	—	74
„ „ „ „ 2 m	79	—	—	—	80	—	—	—	81	—	82	—	83
„ „ „ „ 3 m	85	—	—	86	—	—	87	—	88	—	89	—	90

Dabei ist denn wohl zu beachten, daß der Verlust, welcher durch Ueberwindung von äußeren Widerständen hervorgerufen wird, unter denen die hohe Saftsäule eine hervorragende Rolle spielt, auf das niedrigste Maaß beschränkt bleibt.

Dieser Grund, eine niedrige Saftsäule inne zu halten, fällt beim Vakuum fort, so lange bei demselben als einem Einzel-Apparate Rücksicht auf Temperaturlage nicht zu nehmen ist, da ihm Dampf von solcher Temperatur zur Verfügung steht, welche weit mehr als ausreichend ist, auch bei höheren Saftsäulen, als hier angeführt sind, das Sieden zu erzielen. Erst wenn die Beheizung des Vakuums mit Saftdampf erfolgen soll, wenn also gewissermaßen das Vakuum in die Reihe der Verdampfer eintritt (wie wir später besprechen werden), erst dann wird eine gleiche Abhängigkeit hervorgerufen, die nicht übersehen werden darf.

Wir erfahren für jetzt aus der vorstehenden Tabelle, daß am Schlusse eines Sudes, wenn es sich nur um den Einfluß der Schwere der Saftsäule handelt, auf eine Eigentemperatur der Füllmasse von 62 bis 90° C., je nach der Höhe der Saftsäule bis 3 m, zu rechnen ist.

b) Einfluß der Kohäsion der Säfte beim Kochen.

Wir haben nun einen anderen Widerstand gegen ein verlustloses Abdampfen in Betracht zu ziehen.

Wir besitzen eine Tabelle von Flourens, welche uns folgende Angaben macht:

Eine Lösung	von	69,1 %	Zucker	siedet	unter	Atmosph.	bei	105°	C.
"	"	"	79,5	"	"	"	"	"	"	110°	"
"	"	"	85,3	"	"	"	"	"	"	115°	"
"	"	"	88,5	"	"	"	"	"	"	120°	"
"	"	"	91,2	"	"	"	"	"	"	125°	"
"	"	"	92,3	"	"	"	"	"	"	130°	"

Diese Zahlen sind offenbar aus Experimenten entnommen, bei denen das Kochen unter anderen Umständen als im Vakuum, abgesehen vom Atmosphärendruck, stattgefunden hat. Wir können — wie wir bald sehen werden — ihre Richtigkeit zugeben, ohne zu behaupten, daß sie für die Fragen, die uns hier vorliegen, maßgebend sein sollen und nach ihrer Bedeutung fragen.

Sie zeigen, daß mit zunehmender Dichte der Säfte ein auffallend stark steigernder Widerstand gegen das Sieden erwächst. So würden z. B. Säfte von 92,3 % Zuckergehalt bei 130° kochen, d. i. bei einer Temperatur, welche dem unter 1,6 Atm. Ueberdruck siedenden Wasser entspricht. Dieser

Widerstand ist die Kohäsion, das Widerstreben der Saftmoleküle, sich zu trennen oder sich trennen zu lassen. Es gehört also ein gewisser Wärmeaufwand dazu, das Kochen im rein mechanischen Sinne hervorzurufen, und Dampfbläschen entstehen zu lassen, deren Erscheinen das Zusammenhalten der Moleküle überwinden.

Dabei ist zu bemerken, daß dieser Widerstand unabhängig ist von der Druckhöhe; er ist derselbe in jeder Höhenlage, und ist eine innere dem Materiale gehörige Eigenschaft; der Widerstand steigert sich — in diesem Falle — nur mit der Zunahme der Säfte an Zucker. Dieses zu beachten ist für einen später zu ziehenden Schluß von Wichtigkeit, und wir kommen darauf noch zurück.

Sehen wir uns unterdessen um, was sonst über diese Frage bekannt ist.

Wenn Wasser in einer Schaale erhitzt wird, so scheiden sich bald Luftbläschen aus, welche sich an der Wandung und auf dem Boden der Schaale ansetzen. Sind diese groß genug geworden, so überwindet das Uebergewicht des Wassers das Bestreben der Bläschen, an der Wandung haften zu bleiben (die Adhäsion), und sie steigen auf. Sie leiten das Kochen ein, und an derselben Stelle, wo Luftbläschen aufstiegen, folgen auch unmittelbar hinter diesen die Dampfbläschen.

Die Luftbläschen bilden Hohlräume, an deren Wandungen es dem Wasser überhaupt erst ermöglicht wird, unterhalb der Oberfläche Dampf zu bilden und abzugeben. Ist diese Erscheinung erst ins Leben getreten, so dauert sie fort: das Wasser siedet bei 100° C., abgesehen von dem sehr geringen Unterschiede, den die kleine Drucksäule in der Schaale verursacht.

Wird in einiger Zeit, nachdem man vermuthen kann, daß alle Luft aus dem Wasser entwichen ist, der Sud unterbrochen, so ist es nicht möglich, das Sieden bei 100° wieder beginnen zu lassen, vielmehr wird eine Temperaturerhöhung nöthig, die man bei sorgfältiger Handhabung schon auf mehr als 5° steigern konnte.

Es entsteht also die Abwesenheit von Luft, oder anderen Gasen, eine Siede-Erschwerung, die ihre Begründung in der Schwierigkeit findet, die Moleküle der Flüssigkeit zu trennen um Dämpfe entstehen und entweichen zu lassen. Der Widerstand der Kohäsion, muß durch Aufwand höherer Temperatur überwunden werden.

Wenn wir jetzt die Zahlen der Flourens'schen Tabelle (s. S. 120) wieder ansehen, so drängt sich uns die Frage auf: unter welchen Umständen sind dieselben gewonnen?

Sucht man die Zahlenreihe dieſer Tabelle weiter, als es Flourens verfolgt hat, zu konſtruiren, ſo gelangt man mit ſteigender Konzentration der Zuckerlöſung auf ſehr ſtarke Temperaturhöhen für die vermeintliche Lage der Siedepunkte. Man müßte daraus ſchließen, nicht nur, daß die genannten Temperaturen nach beſchriebener Unterbrechung eines Sudes, alſo nach Austreibung der Luft und bei Wiederbeginn des Siedens ohne Luft, gefunden ſind, ſondern auch, daß unter dieſen Umſtänden ein Sieden wenn auch nicht gerade unmöglich, ſo doch jedenfalls ungemein ſchwer zu erzwingen ſei.

Es iſt nicht nöthig, und auch wegen Mangel an greifbaren Angaben nicht erſprießlich, dieſer Frage weiter nachzugehen: wir können den Zahlen von Flourens die Wahrheit zugeſtehen, wie vorher bemerkt, und können uns der Praxis zuwenden, indem wir verſuchen, für dieſe aus dem Vorhergehenden unſere Schlüſſe zu ziehen.

Das Kochen im Vakuum geſchieht, wenn und ſo lange Saft eingezogen wird, auch unter Zuthat von Luft, denn der Saft wird ſtets lufthaltig ſein. Und wenn ohne weiteren Safteinzug der Sud „fertig gekocht“ wird, ſo war doch das Kochen durch Luft eingeleitet und lange erhalten worden.

Beſtreiten wir alſo einerſeits den Zahlen von Flourens für die Praxis die Bedeutung, die ſie in ihren Angaben beanſpruchen, ſo iſt doch andrerſeits nur zuzugeſtehen, daß die Kohäſion eine Größe bleibt, welche eine Berückſichtigung allen Ernſtes fordert. Je mehr ſich ein Sud ſeiner Vollendung naht, deſto anſpruchsvoller tritt die Kohäſion auf. Das heftige und fortwährende Stoßen in der Maſſe iſt ein Zeichen luftarmen Kochens und ſich ſteigernder Widerſtände in der Dampfentwickelung, unter Forderung höherer Temperatur.

Wir kommen nun zur Anwendung und zu dem Schluſſe, auf welchen wir vorhin aufmerkſam gemacht hatten.

In der Tabelle über die Siedepunkte bei verſchiedenen Druckhöhen erſahen wir, daß im Vakuum eine 100-prozentige Zuckerlöſung — angenommen es gäbe eine ſolche — bei 1 m Saftſäule unter 74° C., eine ſolche von 3 m unter 90° C. findet. Bei dieſer Beſtimmung war von Kohäſion noch nicht die Rede.

Wenn wir der wirklichen Füllmaſſe nur die gleichen, das Sieden erſchwerenden, Eigenſchaften zuerkennen, wie einer 100-prozentigen Zuckerlöſung, ſo erübrigt allein noch bezüglich der Kohäſion zuzugeben, daß zur Ueberwindung derſelben eine Temperaturerhöhung von 16° C. nöthig ſei, um ſogleich zu dem Ergebniß zu gelangen, daß ein Sud von 3 m Höhe nicht ſchwerer kocht, als ein ſolcher von 1 m Höhe.

So auffallend dieser Schluß auch erscheint, so wahr ist er dennoch. Denn, wie vorher betont, ist die Kohäsion nicht abhängig vom Druck; wir sagten deshalb, sie sei eine innere Eigenschaft der Kochmasse. Danach läßt sich der Vorgang, welcher als Dauerzustand anzusehen ist, so darstellen.

Das Auseinanderreißen der Moleküle der Kochmasse erfordert in sich einen gewissen Wärmeaufwand. Ist dieser Widerstand gebrochen, so wird ein Dampfbläschen frei, welches sich im Werden und ferneren Wachsen unter den Einfluß des Druckes stellt, welcher von der Saftsäule ausgeübt wird. Der eine Widerstand (Druckhöhe) addirt sich nicht zum andern (Kohäsion), sondern beide liegen ineinander. Ist, um bei unserem Beispiele zu bleiben, die Temperatur von 90° C. diejenige, welche ein Sieden der Masse unter dem Drucke von 0,21 Athmosph. + dem von 3 m Saftsäule zuläßt; und ist ferner dieselbe Temperatur von 90° C. auch diejenige, welche den nöthigen Ueberschuß an Wärme zur Ueberwindung der Kohäsion in sich trägt; so ist kein Grund vorhanden, die Saftsäule niedriger als 3 m zu gestalten, etwa in dem Glauben, es könne mit geringerer Temperatur ein Sieden hervorgebracht werden; es ist solche Erleichterung nicht möglich, da vorerst die entsprechende Temperatur vorhanden sein muß, um den Widerstand der Kohäsion zu brechen.

Wir wählten einen bestimmten Fall, um verständlich zu sein. Allgemein könnte man sagen: Der Druck einer siedenden Flüssigkeitssäule kann (und sollte) durch Höhe derselben soweit gesteigert werden, bis zu seiner Ueberwindung diejenige Temperatur nöthig ist, bei welcher auch der Widerstand der Kohäsion der betreffenden Flüssigkeit aufgehoben wird.

Die Betrachtung der Einflüsse, welche im Vorigen besprochen sind, Druck und Kohäsion, läßt den Unterschied in den Bestrebungen der Neuzeit erkennen, den Vakuumapparaten eine den Bedingungen ihres Zweckes entsprechende Gestalt zu geben. Jelinek betont beim Vakuum wie bei den Verdampfkörpern*) die niedrige Füllmassensäule, und giebt daher diesem wie jenen eine Kofferform, in der er die Füllmasse mehr ausbreitet. W. Greiner ist bei der zilindrischen Form stehen geblieben, weil nach seiner Ansicht (genaue Beweise ermangeln noch dafür) die gewohnte Füllmassenhöhe noch

*) Wir wollen noch einmal zurückgreifen und wiederholen, daß die niedrige Saftsäule bei den Verdampfkörpern, als einer Reihe innerhalb eines gegebenen Temperaturgefälles, von großer Wichtigkeit ist. Und da auch die Kohäsion bei dünneren Säften an Intensität ganz wesentlich einbüßt, so liegt in dieser Forderung eine nach jeder Richtung hin zu bekräftigende Richtigkeit. Die Beeinflussung des Kochens durch die Kohäsion drängt sich erst mit zunehmender Konzentration der Säfte mehr und mehr in den Vordergrund, wie auch die Flourens'schen Zahlen zeigen.

weit genug innerhalb derjenigen Grenzen liegt, über welche hinaus ein Nachtheil, geringeren Höhen gegenüber, vielleicht gefunden werden könnte. Während Ersterer die größere Abdampf-Oberfläche hervorhebt, beruft sich Letzterer auf die Flächen, welche die durch höhere Schichten steigenden Blasen bilden, und einen mindestens genügenden Ersatz für jene bieten. Gemeinsam ist ihnen Beiden das Streben nach großen Heizflächen, dessen Berechtigung wir noch näher zu erläutern haben werden.

18. Der Wärme-Aufwand beim Kochen im Vakuum.

Aus den besprochenen Eigenschaften der Säfte ist ein Ergebniß unschwer abzuleiten, welches wir jedoch in Anbetracht des Umstandes, daß wir noch diesen oder jenen Widerstand wegen Unkenntniß außer Acht lassen mußten, als untere Grenze des Wärme-Aufwandes bezeichnen müssen.

Die Widerstände, welche durch das Gewicht der Saftsäule erwachsen, haben wir kennen gelernt und tabellarisch zusammengestellt; die dazu gehörigen Siedepunkte sind dabei vermerkt. Wir haben uns ferner genöthigt gesehen, uns wegen Mangel an besseren Unterlagen mit der Annahme zu begnügen, daß in den betreffenden Temperaturen, welche durch Druckverhältnisse bedingt wurden, der Ueberschuß an Wärme zur Ueberwindung der Kohäsion bereits vorhanden sei —, kurz, daß die gefundenen Temperaturen dasjenige Material sind, mit dem wir zu rechnen haben. Einstweilen nehmen wir an, daß außer diesen genannten Widerständen etwa unbekannte von wesentlichem Einflusse nicht mehr vorhanden sind.

Wenn wir den Wärme-Aufwand beim Kochen im Vakuum ermitteln wollen, müssen wir uns gewisse Verhältnisse vorstellen, die wir als mittlere bezeichnen können.

Der Saft, welcher im Vakuum zum Verkochen gelangt, habe 45 % Ball. und eine Temperatur vom 75° C.

Um aus Säften von 45 % 100 Theile Füllmasse von 5—6 % Wassergehalt zu erhalten, sind aus 210 Theilen Saft 110 Theile Wasser abzudampfen. Wir theilen diese Arbeit in Perioden und nehmen daraus:

1)	Zur Eindickung von 45 bis 55 % : 210.	$\frac{55-45}{55} = 38{,}2$,	abger.	38 k	Wasser
2)	„ „ „ 55 bis 65 % : 172.	$\frac{65-55}{65} = 26{,}5$,	„	26 k	„ ,
3)	„ „ „ 65 bis 75 % : 146.	$\frac{75-68}{75} = 19{,}5$,	„	20 k	„ ,
4)	„ „ „ 75 bis 85 % : 126.	$\frac{85-75}{85} = 14{,}8$,	„	15 k	„ ,
5)	„ „ „ 85 bis 94,5 % : 111.	$\frac{345,-85}{99,5} = 11{,}2$,	„	11 k	„ ,
				110 k	Wasser:

und zwar haben wir dannach zu verdampfen

38 k aus im Mittel 50% Säften unter einer Drucksäule von 1,2 m, d. i. bei 74° C.
26 k „ „ „ 60% „ „ „ „ „ 1,7 m, „ „ „ 78° „
20 k „ „ „ 70% „ „ „ „ „ 2,2 m, „ „ „ 82° „
15 k „ „ „ 80% „ „ „ „ „ 2,7 m, „ „ „ 86° „
11 k „ „ „ 90% „ „ „ „ „ 3,0 m, „ „ „ 90° „

Hierbei wird Wärme verbraucht:

$$
\begin{aligned}
38\,(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 74 - 75) &= 38 \,.\, 554 = 21052 \text{ W.E.} \\
+\,26\,(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 78 - 75) &= 26 \,.\, 555 = 14430 \text{ „} \\
+\,20\,(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 82 - 75) &= 20 \,.\, 556 = 11120 \text{ „} \\
+\,15\,(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 86 - 75) &= 15 \,.\, 558 = 8370 \text{ „} \\
+\,11\,(606{,}5 + 0.305 \,.\, 90 - 75) &= 11 \,.\, 559 = 6149 \text{ „} \\
\hline
110 \qquad\qquad & \qquad\qquad 61121 \text{ W.E.}
\end{aligned}
$$

d. i. = für 1 k verdampftes Wasser $\frac{61121}{110} = 555$ W.E.

Wird nun weiter die Annahme gemacht, daß der Heizdampf 120° C. Temperatur habe, so daß in diesem für 1 k : $607 - 0{,}708 \,.\, 120 = 522$ W. E. nutzbar wären, so folgt, daß 1 k verdampftes Wasser $\frac{555}{522} = 1{,}063$ k Heizdampf benöthigt.

Ein altes Wort, wohl auch auf Messungen beruhend und ohne genannten Autor, stellt den Dampfverbrauch auf 1.1 k fest. Wenn wir also unser obiges rechnerisches Resultat um 0,037 k für Wärmeabgabe nach außen und für solche Verhältnisse, wo von vornherein stärkere Säfte eingezogen werden, vermehren, so können wir als Normalwerth 1,1 k annehmen. Zugleich wollen wir dabei jeden Dampf von beliebiger Temperatur innerhalb der gebräuchlichen Grenzen verstehen, da die Unterschiede bezüglich des Reichthums ihrer nutzbaren Wärme zu geringfügig ist.

Ehe wir diese Berechnung schließen, wollen wir noch einen Vergleich anstellen.

Sieht man nämlich von jeder Erschwerung des Kochprozesses ab, welchen die Saftsäulen und die Art der Säfte hervorrufen, betrachtet man also gewissermaßen ein ideelles Kochen, so ergiebt sich ein Wärme-Aufwand.

$110\,(606{,}5 + 0{,}305 \,.\, 62 - 75) = 110 \,.\, 550{,}4 = 60544$ W.E.

d. h. 1 k verdampftes Wasser $\frac{60544}{110 \,.\, 522} = 1{,}054$ k Dampf.

dazu, wie vorhin, — — — — — — 0,037 k „

ergiebt 1,091 k Dampf.

Es ergiebt sich an Mehrverbrauch von Heizdampf, wenn wir das Kochen unter einer bei 3 m Höhe abschließenden Saftsäule mit dem ideellen Kochen vergleichen,

kaum 1%. —

[illegible] ... 100° C. ... [illegible]

III. Der Vakuum-Verdampfer.

[illegible]

[illegible] ... daß

1) [illegible]

2) die Verwendung [illegible] ... nicht unwesentliche [illegible] ... werden kann.

[illegible] ... Temperatur, die höchstens 31° C. erreichte. [illegible] ... gezogen, in dem er bei möglichst niedriger Temperatur unter Anwendung von [illegible] ..., soweit diese Mittel es zuließen, die Säfte kochen ließ.

Ein Umstand darf dabei nicht vergessen werden, nämlich der: In demselben Verhältniß, wie der Unterschied zwischen der Temperatur des

Heizdampfes und derjenigen der Füllmasse abnimmt, muß die Heizfläche wachsen, vorausgesetzt, daß die Zeit eines Sudes dieselbe bleiben soll. Die Heizfläche steht zur Zeit im umgekehrten Verhältnisse: wie die eine zunimmt, kann sich die andere verkleinern.

Hierin liegt natürlich eine Beschränkung in der Verwendung des Heizdampfes von niedriger Temperatur.

Im Allgemeinen beginnt der Sud unter 70—75° C., und beansprucht gegen den Schluß zu eine Steigerung bis auf 90° C., deren Begründung wir früher kennen lernten.

Es ist wohl zu beherzigen, daß demnach der Dampf, welcher den Sud vollenden soll, wenigstens eine Temperatur von 100° C. haben muß. In der That gelingt es, mit solchem Dampfe Sude fertig zu kochen, wenn es die Zeit — wie schon hervorgehoben — zuläßt.*)

Bei den Verhältnissen, unter denen unsere Verdampfung gewöhnlich und auch mit Recht arbeitet, ist es nicht möglich, mit Saftdampf — selbst aus dem ersten Körper — einen Sud fertig zu kochen, wohl aber denselben bis zu einem gewissen Grade zu bringen, um dann nach Schließung dieser Dampfleitung direkten Dampf einzusetzen und damit den Sud zu vollenden. Immerhin bleibt die Größe der Heizfläche als Frage bestehen.

Die mittlere Temperatur eines Sudes ist nach früherer Betrachtung und zugleich unter Berücksichtigung der Verdampf-Arbeit:

$$\frac{38 \cdot 74 + 26 \cdot 78 + 20 \cdot 82 + 15 \cdot 86 + 11 \cdot 90}{110} =$$

$$= 79{,}7, \text{ abgerundet: } 80° \text{ C.}$$

Dieser gegenüber sind wir eine Heizdampftemperatur von 140° gewöhnt, so daß sich ein Unterschied von 140 — 80 = 60° C. ergiebt. Eine Verkleinerung dieses Unterschiedes durch Einführung weniger heißen Heizdampfes verlangt also eine Steigerung der Heizfläche in demselben Verhältnisse. Dampf von 100° würde einen Unterschied von 100 — 80 = 20° ergeben, und die Heizfläche des Vakuums würde dementsprechend — unter Voraussetzung gleicher Sudzeit — die $\frac{60}{20} = 3$fache der bisherigen sein müssen.

Die Beheizung mit Saftdampf aus dem ersten Körper, dessen Temperatur (im Drei-Körper-Apparat) 90° sein mag, würde eine 6fache

*) Ein Sud Raffinade (260 Ctr.) wird in der Zuckerfabrik Tapiau nach R. Grundmann's Mittheilung in einem Greiner'schen Vakuum nur mit Rückdampf von 0 bis 0,25 Atm. Spannung in 4 Stunden vollendet.

Heizfläche bedingen, wenn bei solcher Temperatur — wie nicht möglich — überhaupt ein Sud vollendet werden könnte.

Da wir Vakuumapparate nicht besitzen und nicht besitzen können, welche im Verhältnisse zu einer gewissen Füllmassenmenge so große Heizflächen aufweisen, so bliebe nur übrig, eine größere Anzahl von Apparaten aufzustellen, deren entsprechend längere Sudzeiten ineinander fallen müssten, so, daß sich Beginn und Ende eines Sudes gegen Beginn und Ende eines anderen je nach Anzahl der Apparate verschieben würden. Das würde aber theuer und umständlich werden.

Jedoch wollen wir schon hier bemerken, daß die Beheizung mit Saftdämpfen, wie wir sie gleich behandeln werden, zwei Vakuumapparate als durchaus wünschenswerth erscheinen läßt. Wir werden Gelegenheit haben, diese Forderung noch näher zu begründen.

Schon in seinem Patente No. 3852 vom 20. Febr. 1878 behandelt Rillieux die Beheizung des Vakuums mit Maschinen-Abdampf und Saft-Dampf. Da wir aber unter allen Umständen wenigstens in Rohzuckerfabriken keinen Maschinendampf übrig haben, und da die Temperatur der Saftdämpfe aus den Verdampfkörpern kaum genügen, so ist der darin gemachte Vorschlag für uns ohne Werth geblieben.

Besser wäre es geworden, wenn es gelungen wäre, die Spannung der Rückdämpfe auf einen Ueberdruck von „1/2, 3/4 und mehr Atmosphäre" zu bringen, wie es das Patent des Genannten, No. 15569 vom 14. Jan. 1881 verlangte. Aber die deutsche Zuckerindustrie hat uns nicht dazu kommen lassen. Auch der Aufbau des Sistems in dem Patente No. 29432 hat uns wegen seiner ganzen Temperaturlage, die für uns in den Bereich der Unmöglichkeit gehört, nicht vorwärts bringen können.

Dennoch hat Rillieux mit seinen Vorschlägen eine Anregung gegeben, deren Weiterverfolgung unter richtigen Voraussetzungen und praktischen Möglichkeiten ihre Früchte bringen wird. Um dieses Thema mit Erfolg weiter zu behandeln, müssen wir einen Blick auf die Dampfverwendung in der ganzen Zuckerfabrik werfen.

Dabei wollen wir über die Mittel das Ziel nicht vergessen, und wollen Zahlen wählen, die nur im Großen und Ganzen der Wirklichkeit entsprechen, ohne für jeden einzelnen Fall einer Berichtigung entbehren zu können. Es liegt uns mehr an einer einfachen und verständlichen Darstellung, als an absoluter theoretisch-begründeter Wahrheit. Wir thun das in Anbetracht des Umstandes, daß die Praxis vielmehr Abweichungen von den Rechnungen rein theoretischer Natur mit sich bringt, als eine Abrundung von sonst angenäherten Zahlen herbeiführen kann.

Wir nehmen z. B., wie schon früher gesagt, an, daß jeder Dampf innerhalb der Spannungsgrenzen und Temperaturen, in denen wir Dampf verwenden, dieselbe Nutzbarkeit der Gewichts-Einheit besitze, er möge reiner Wasser- oder Saftdampf sein. Auf sonstige Eigenschaften und Forderungen des letzteren kommen wir dann bei Gelegenheit zurück.

Wir setzen ferner voraus, daß der Zwei-Körper-Apparat verlassen ist, und gründen unsere weiteren Vergleiche und Vorschläge auf den Drei-Körper-Apparat. Wir kommen dadurch dem jetzigen Zustande unserer Verdampfstationen näher, und machen die endlosen Rechnungen mit kaum noch vorhandenen Verhältnissen überflüssig.

Wir geben nun eine Zusammenstellung des Dampfverbrauchs in der Zuckerfabrik nach Angaben verschiedener Autoren, und ziehen daraus Zahlen als „abgerundeter Mittelwerth", welche wir als Unterlage für fernere Untersuchungen annehmen wollen. Die Zahlen geben den

Dampf in k für Verarbeitung von 100 k Rüben.

	Raßmus*) Rillieux	Kröger**)	Pauly***)	abg. Mittelwerth
Diffusion	11,83	15,74	7,38	12,00
I. Saturation	13,00	10,20	15,40	13,00
II., III. Saturation, Filter	13,00	14,40	17,18	15,00
Verdampfung (Dreik.-Apparat)	47,90 [1])	43,30 [2])	46,60	47,00
Vakuum	14,98	16,40	23,00	23,00
Saftheber, Heizung, Ausstrahlung	2,48	4,80	— [3])	5,00
Kraftaufwand	1,47	16,92 [2])	— [3])	15,00
Summe k Dampf f. 100 k Rüben				130,00

*) Die Deutsche Zuckerindustrie 1885, Nr. 47, besondere Beilage 2.

**) Die Deutsche Zuckerindustrie 1887, Nr. 6, Beilage 1.

***) „Ueber die Anwendung gespannter Saftdämpfe." Vereinszeitschrift.

[1]) Die Angabe für den Zweikörper-Apparat auf den Dreikörper-Apparat umgerechnet.

[2]) Kröger berechnet den Maschinenbetriebsdampf auf 42,72 k, aus dem er 25,8 k Rückdampf für die Verdampfung gewinnt. Entsprechend dem Sinne unserer Tabelle entnehmen wir daraus 42,72 — 25,8 = 16,92 k als Verbrauch der Maschinen in sich, während wir mit dem Uebrigens die Verdampfung belasten. Der Dreikörper-Apparat verbraucht — ebenfalls ungerechnet — 43,3 k, in welcher letzteren Zahl 52,8 k Maschinenabdampf und also 43,3 — 25,8 = 17,5 k Kesseldampf inbegriffen ist.

[3]) Die Abhandlung bespricht nur die Benutzung von Saftdampf, nicht den Dampfverbrauch der ganzen Fabrikation.

Wenn wir 47 k Dampf für die Verdampfung als Gemisch von Maschinenabdampf und Kesseldampf annehmen, so erübrigt uns noch, dasselbe in seine beiden Theile, nämlich in etwa 30 k Maschinenabdampf und etwa 17 k Kesseldampf zu zerlegen. Unter „Kesseldampf" ist aber nicht nur derjenige verstanden, der als „direkter Dampf" durch das für denselben bestimmte Ventil in die Heizkammer des Verdampfkörpers eintritt, sondern auch derjenige, welcher über den eigentlichen Kraftbedarf der Maschinen durch dieselben hindurchgeht und zu Rückdampf gemacht wird, wobei die Maschinen die Rolle des Reduzirventiles übernehmen; ferner denjenigen Dampf, der, in ganz falscher Anschauung über Beheizung, durch Schlangen von Vakuen, Saturateuren und ähnlichen Heizvorrichtungen in den Rückdampfsammler eingeführt wird. Durch solche verkehrte Einrichtungen wird die falsche Vorstellung gebildet und genährt, daß genug und zuviel „Maschinenabdampf" vorhanden sei, während man in Wahrheit zu einem großen Theile mit (expandirtem) Kesseldampfe zu thun hat.

Soll die Dampfverwerthung in einer Fabrik rationell werden, so sind hier zuerst entsprechende Aenderungen zu treffen und alle Heizvorrichtungen mit Kondenstöpfen zu schließen. Man wolle auch bedenken, daß mit dem „Durchblasenlassen" die Spannung des Heizdampfes, und dadurch der Haupteffekt bei bedingter Heizfläche wesentlich vermindert wird.

20. Dampfverbrauch bei verschiedenen Zusammenstellungen oder Sistemen.

Wir gehen nun zum Vergleich mehrerer Sisteme über, welche uns ein Bild von dem Dampfverbrauche geben werden, welcher eintritt, wenn die Beheizung das Vakuum mit Saftdampf vorgenommen wird. Wir beginnen mit der Beheizung nach bisheriger Methode:

1) Der Verdampf-Apparat A Figur 74 (S. 131) mit seinen drei Körpern A_1 A_2 A_3 habe auf 100 k Rüben 135 k Wasser, auf den Körper 45 k, abzudampfen, wozu in Beschickung des Körpers A_1 47 k Dampf verbraucht werden. Das Vakuum V wird mit Kesseldampf gespeist und verbraucht auf 100 k Rüben 23 k Kesseldampf.

Dampfverbrauch: Verdampfapparat — 30 k Abdampf — 17 k Kesseldampf
Vakuum — 23 k Kesseldampf
Summa 30 k Abdampf und 40 k Kesseldampf
70 k Dampf.

2) Der Verdampfapparat A Figur 75 mit seinen drei Körper A_1 A_2 A_3 habe 135 — 23 = 112 k Wasser (für jeden Körper 37,4 — 37,3 — 37,3) zu verdampfen. Der Körper A, hat in einer

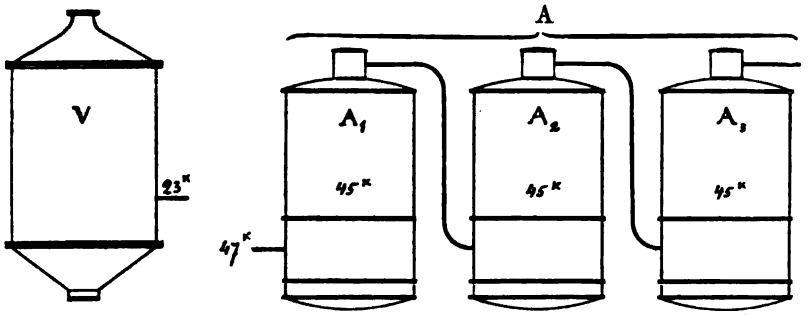


Fig. 74.

Erweiterung B_1 noch 23 k für Beheizung des Vakuums B zu liefern. Die Summe des verdampften Wassers ist wie vorhin $135 - 23 + 23 = 135$ k.

Der Dampfverbrauch in $A_1 + B_1$ ist, da die Bedingungen für die Verdampfung dieselben bleiben, nur proportional der Saft-Dampferzeugung in demselben.

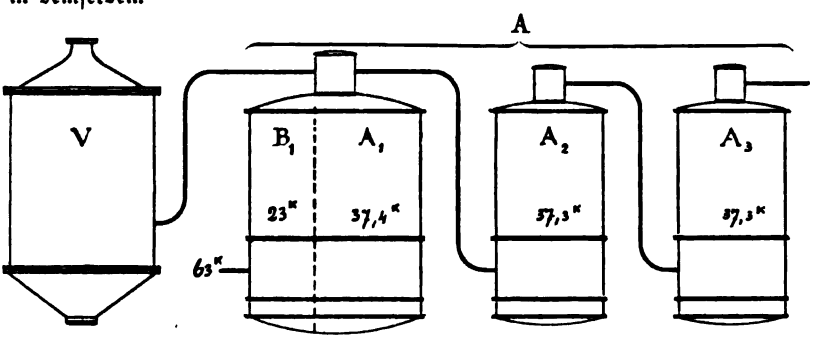


Fig. 75.

Der Dampfverbrauch ist demnach für $A_1 + B_1$ (und für A und V).

$$47\left(\frac{37{,}4 + 23}{45}\right) = 63 \text{ k Dampf und zwar}$$

30 k Abdampf und 33 k Kesseldampf.

3) Der Verdampfapparat A Figur 76 (S. 131) mit seinen drei Körpern A_1 A_2 A_3 habe $135 - 23 - 23 = 89$ k Wasser (für jeden Körper 29,7 — 29,7 — 29,6) zu verdampfen. Die Körper A_1 A_2 haben Erweiterungen B_1 B_2, welche je 23 k Dampf, und zwar B_1 für B_2, B_2 für das Vakuum V zu liefern haben.

Die Summe des verdampften Wassers ist wie vorher $135 - 23 - 23 + 23 + 23 = 135$ k.

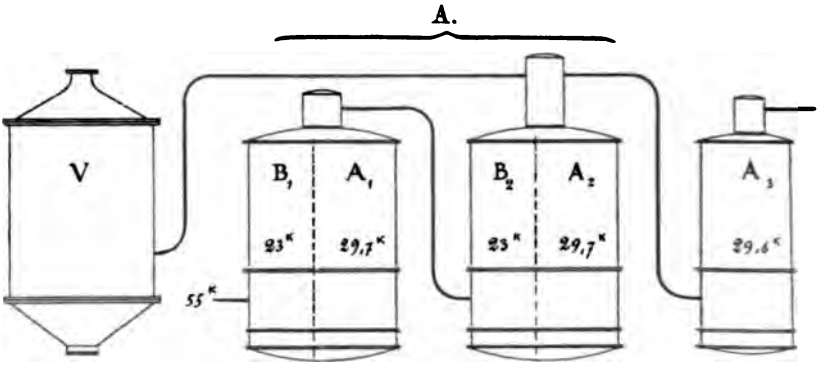


Fig. 76.

Der Dampfverbrauch in $A_1 + B_1$ (und für A und V)

$$47 \left(\frac{29{,}7 + 23}{45}\right) = 55 \text{ k Dampf, und zwar}$$

30 k Abdampf und 25 k Keſſeldampf.

Dieſe Vertheilung der Arbeit, unter denſelben Bedingungen auf einen Vier-Körper-Apparat A_1 A_2 A_3 A_4 übertragen, ergiebt

4) Vakuum mit Keſſeldampf geſpeiſt.

Dampfverbrauch: 58,6 k, und zwar: Verdampfung A: 35,6 k

Vakuum V: 23,0 k

58,6 k

d. i. 30 k Abdampf und 28,6 k Keſſeldampf.

Im beſonderen für die Verdampfung A: 30 k Abdampf und 5,6 k Keſſeldampf.

5) Vakuum mit Saftdampf aus A_1 geſpeiſt.

Dampfverbrauch: 53,8 k und zwar

30 k Abdampf und 23,8 k Keſſeldampf.

6) Vakuum mit Saftdampf aus A_2 geſpeiſt.

Dampfverbrauch: 47,7 k, und zwar

30 k Abdampf und 17,7 Keſſeldampf.

Dieſe Ergebniſſe ſind in der Tafel auf folgender Seite zuſammengeſtellt.

So verführeriſch dieſe Reſultate auch ſind, ſo müſſen wir leider in dieſer Form auf ihren Gewinn verzichten, wenn wir bedenken, daß die Temperaturen der Saftdämpfe, im

a) Drei-Körper-Apparat A_1 etwa 91° C., A_2 78° C.,

b) Vier-Körper-Apparat A_1 etwa 95° C., A_2 85° C.,

und für die Zwecke des Kochens im Vakuum unzureichend ſind.

Es liegt nun nichts näher, als die Verdampfung der Säfte in zwei Theile zu zerlegen: in eine Verdampfung, für welche nur der Maſchinen-

Dampf in k für 100 k Rüben-Verarbeitung, Verdampfung und Verkochung.

	Abdampf	Kesseldampf	Gesammtdampf
Dreikörper-Apparat			
1) Vakuum mit Kesseldampf gespeist	30 k	40 k	70 k
2) Vakuum mit Saftdampf aus A_1 gespeist	30 k	33 k	63 k
3) Vakuum mit Saftdampf aus A_2 gespeist	30 k	25 k	55 k
Vierkörper-Apparat			
4) Vakuum mit Kesseldampf gespeist	30 k	28,6 k	58,6 k
5) Vakuum mit Saftdampf aus A_1 gespeist	30 k	23,8 k	53,8 k
6) Vakuum mit Saftdampf aus A_2 gespeist	30 k	17,7 k (!)	47,7 k

abdampf (30 k) seine Verwerthung findet, und in solche, für welchem bei höherem Drucke der Saftdämpfe Kesseldampf benutzt wird.

Schon im April 1885 äußerte Greiner in der Versammlung des Technischen Vereins in Magdeburg gelegentlich der Frage:

„Durch welche Veränderungen in der Verdampfung und Verkochung ist „das Maximum der Kohlenersparniß zu erreichen?": es sei gar nicht zu verstehen, warum der über den wirklichen Bedarf der Maschinen hinaus benöthigte Dampf nicht für sich allein zur Verwendung gebracht würde, da man solchen doch in beliebiger Intensität vielseitiger verwerthen könne; und später*) beschrieb er diese Trennung bezüglich ihres Zweckes ausführlich.

Zur Kampagne 1887—88 wurde auf Vorschlag des Genannten in der Zuckerfabrik Gröningen eine so beschriebene Einrichtung, bei welcher ein besonderer Apparat, mit Kesseldampf gespeist, den Heizdampf für die Vakuumstation liefert, getroffen.

Zu gleicher Zeit und für dieselbe Kampagne hat auch in der Zuckerfabrik Mühlberg a. E. auf Veranlassung ihres Direktors Dr. Pauly — unabhängig von der ersteren — ein solcher Verdampfkörper Aufstellung gefunden, welcher zugleich die Beheizung der Anwärmestationen in seinem Bereich ein-

*) Die deutsche Zuckerindustrie 1886, Nr. 48 und 49.

gezogen hat. Diese Anordnung ist durch den angeführten Bericht des Dr. Pauly „Ueber die Anwendung gespannter Saftdämpfe" bekannt geworden.

Wenn man unter höheren Temperaturen Saftdämpfe erzeugt, so tritt eine Frage in den Vordergrund, nämlich die: wie weit können Dünnsäfte erwärmt werden, ohne Schaden zu erleiden? Hierüber äußert sich Pauly wie folgt:

„Die Erfahrung hat mich aus den angestellten Versuchen und aus „einer nunmehr zweijährigen Praxis gelehrt, daß man, ohne jeden Schaden „für die Beschaffenheit oder auch nur die Farbe der Rübensäfte, dieselben „in geschiedenem Zustande auf eine Temperatur von 120—125° C. an„wärmen kann, wenn sie dieser Temperatur nicht gerade allzulange aus„gesetzt wurden. Ja, ich habe im Gegentheil die Erfahrung gemacht, daß „es sogar vortheilhaft ist, die schwach alkalischen Rübensäfte eine kurze Zeit „auf dieser Temperatur zu erhalten, weil hierbei unter der Einwirkung des „Kalkes eine Menge stickstoffhaltiger Körper (die sogenannten Amine und „die Proteinsubstanzen) unter Abspaltung von Ammoniak zersetzt werden."

Desselben Verfassers Urtheil über die gewonnenen Füllmassen lautet sehr günstig.

Es liegt also nicht nur nichts im Wege, sondern wird sogar vortheilhaft sein, eine neue Zusammenstellung einzuführen, die wir wohl nach dem Vorhergesagten am besten mit „System Greiner-Pauly" bezeichnen. Dieselbe besteht in der vollständigen Trennung der Verdampfstation in zwei Theile: in einen solchen A, der nur für die Benutzung von Maschinen-Abdampf bestimmt ist, und je nach Möglichkeit diesen mehr oder weniger gespannt zu erhalten aus drei oder vier Körpern zusammengesetzt ist; und in einen solchen B, welcher mit Kesseldampf von etwa 2 Atmosph. Ueberdruck, d. i. 135° C. arbeitet. In letzterem wird der Dünnsaft unter höchstens 125° C. verdampft, wobei die Saftdämpfe entweder unmittelbar zur Beheizung des Vakuums V (und auch anderer Stationen, in welchen Wärme erforderlich ist) dienen, oder einen zweiten Körper B_2 bedienen, von welchem aus dann erst die Wärme-Abgabe zum Vakuum etwa erfolgt.

Ebenso würde es möglich und sehr ergiebig sein, vom ersten Körper B_1 aus das Vakuum V und einen zweiten Körper B_2, von letzterem aus Anwärmestationen zu beheizen. Unter diesen haben wir vor allen Dingen die Diffusion wegen ihrer niedrigen Temperaturlage im Auge. — Es würde uns über das Thema dieses Kapitels hinausführen, wenn wir alle Möglichkeiten guter und vortheilhafter Wärmebenutzung besprechen wollten, und wir müssen uns hier darauf beschränken, die Bedingungen der Vakuumbeheizung mit Saftdämpfen näher zu beleuchten.

Wenn wir ein Bild des neuen Siſtems haben wollen, ſo iſt nur nöthig, daß wir die Körper A und B, von denen wir bis dahin angenommen hatten, daß ſie unter gleichen Bedingungen arbeiteten, von einander trennen.

Wir verfolgen wieder einen beſtimmten Fall und wählen für die Beſprechung die Theilung 5) (Figur 77 und 78), in welchem wir einen Vierkörper-Apparat für Maſchinen-Abdampf, und einen Körper B_1 für die Beheizung des Vakuums V mit Saftdämpfen als geplant oder vorhanden vorausſetzen. Auch alle anderen früheren Bedingungen mögen beibehalten werden.

Es ſind wieder für je 100 k verarbeitete Rüben 135 k Waſſer zu verdampfen, um aus dem Dünnſafte den Dickſaft zu gewinnen. Das Vakuum V erfordert 23 k Saftdampf, welcher aus B_1 geliefert werden muß; B_1 verdampft alſo 23 k Waſſer. Den Körpern A_1 A_2 A_3 A_4 fällt demnach je ein Waſſerquantum von $\frac{135 - 23}{4} = 28$ k zur Verdampfung zu.

Der Apparat A iſt der durch Maſchinen-Abdampf beſchickte Verdampfapparat. Im erſten Körper A_1 ſind theoretiſch nur 28 k Dampf nöthig (ſiehe ſpäter B_1), während wir für die Praxis die uns gerade zu Gebote ſtehende Maſchinen-Abdampfmenge von 30 k verwendet denken können.

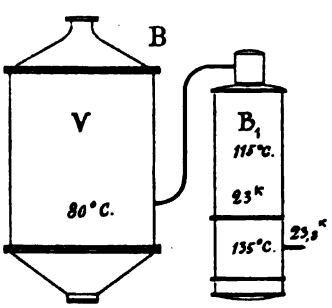


Fig. 78.

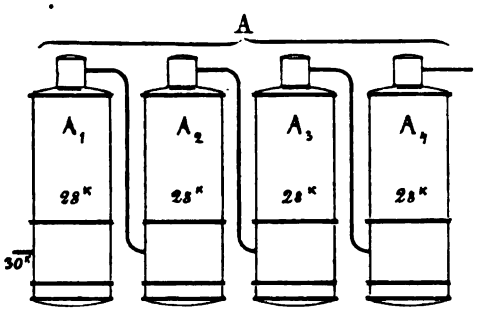


Fig. 77.

Dieſer Apparat bietet uns weder in ſeiner Thätigkeit noch in ſeinen ſonſtigen Bedingungen etwas Neues, außer daß ihm die Säfte aus B_1 bereits nicht mehr als urſprüngliche Dünnſäfte zugehen; auch unter höherer Temperatur (z. B. 115° ſtatt 75°) fließen ſie ein, woraus ſich in A_1 eine kleine Erſparniß an Dampf den ſonſtigen Verhältniſſen gegenüber ergiebt.

Eine größere Beachtung hingegen ſind wir der Verbindung des Verdampfers B_1 mit dem Vakuum V (Figur 78) ſchuldig.

1) In den Verdampfer B_1 müssen die abzudampfenden Säfte eingepumpt werden, weil auch in dem Saftraum Ueberdruck — bis höchstens 1,2 Atmosph. — herrscht. Die Säfte müssen hier höher als sonst angewärmt werden, und es wird Dampf dafür aufgewendet, dessen Arbeit uns, wie wir sehen, in A_1 wieder zu gute kommt. Wir gewinnen auch hier aus den höher gespannten Heizdämpfen entsprechend heißeres (135°) Kondenswasser, welches unter Verschluß zur Kesselspeisung verwendet werden muß, wenn nicht ein Theil seiner Wärme verloren gehen soll; es kann auch zur Erhöhung der Temperatur anderen weniger heißen Speisewassers durch Mischung Verwendung finden.

2) Es ist darauf zu achten, daß die Säfte möglichst luftarm sind, und daß mit der Pumpe nicht Luft eingeführt wird, sei es durch Stopfbüchsen eingesogen, sei es durch Freiwerden des Saugrohres über dem Saftspiegel.

Auch eine Selbstregulirung der Pumpe nach dem Saftstande ist am Platze.

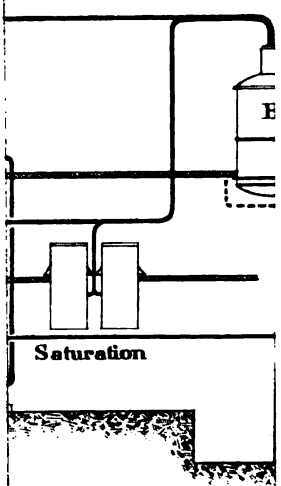
Denn durch Zutritt von Luft werden in den Kupferrohren des Vakuums Oxyde gebildet, welche durch das in den Saftdämpfen enthaltene Ammoniak angegriffen werden, und auf diese Weise eine fortwährende Korrosion des Kupfers hervorrufen.

3) An den Ausgängen der Heizgase aus den Heizkörpern des Vakuums in die Kondenswassersammler ist eine Gelegenheit für fortwährendes Abblasen eines kleinen Theiles derselben zu geben, damit nicht Ansammlungen von nichtkondensirbaren Gasen stattfinden können, welche den Heizeffekt der vorhandenen Flächen herabdrücken. Diese Abzugsrohre können in die Kammern des Apparates A geleitet werden, wo die sonst verlorenen Dämpfe noch gute Verwerthung finden.

4) Da die ganze Anlage offenbar am besten und sichersten arbeitet, wenn eine annähernde Stetigkeit der Arbeit erreicht ist, so ist es — wie früher schon betont — durchaus rathsam, zwei Vakuen aufzustellen, damit das eine zu arbeiten beginnen kann, wenn das andere zum Ablassen der Füllmasse gelangt, oder schon, wenn letzteres bei zunehmender Dichte der Masse nur noch wenig Dampf aufnimmt.

5) Die Heizflächen des Verdampfers B_1 verhalten sich zu denen des Vakuums V umgekehrt, wie die in beiden Apparaten gewünschten Temperaturunterschiede zwischen den Heizdämpfen und den siedenden Flüssigkeiten; zugleich ist die Fähigkeit der Heizflächen Wärme zu übertragen strengstens zu beachten.

Fig.



Das ganze Siſtem iſt in der Figur 79 (Ausſchlagetafel 11) ſchematiſch dargeſtellt. Die Buchſtabenbezeichnungen ſind die gleichen wie in Figur 77 und 78. Die übrigen Einrichtuugen ſind auch ohne Erklärung leicht verſtändlich.

Die oben aufgeführten Erſparniſſe an Dampf zum Verdampfen und Verkochen ſind nicht die einzigen. Man hat nur in unſern Figuren die Mengen der Saftdämpfe zu vergleichen, welche den jedesmaligen letzten Körper A verläßt, ſo wird man begreifen, wieviel — da nur ein Theil dieſer Dämpfe in Anwärmung von Diffuſionswaſſer und Rohſäften nützlich verwerthet werden kann — Waſſer für die Kondenſation dieſer Saft-Abdämpfe (das etwa 25fache ihres Gewichtes) geſpart werden muß.

Es muß an dieſer Stelle noch erwähnt werden, daß die unter 6) aufgeführte Zuſammenſtellung „Vierkörper-Apparat und Vakuum aus A geſpeiſt" einen Dampfverbrauch aufweiſt, deſſen Oekonomie wir nicht ausnutzen können. (Er iſt in der Tabelle mit einem (!) gekennzeichnet). So lange A_1 und B_1, und A_2 und B_2 unter gleichen Bedingungen arbeiteten und alſo in der That je einen Körper bildeten, war dieſe Dampfvertheilung möglich. Die 47,7 k Dampf, von denen 30 k Maſchinen-Abdampf und 17,7 k gleichgeſpannter, alſo expandirter, Keſſeldampf iſt, ſtrömten in eine Kammer A_1 B_1 und bildeten dort ein gemeinſames Heizmaterial. Wir trennten aber die Körper A und B, um in den B-Körpern eine höhere Temperatur erreichen und wieder verwerthen zu können. Die benöthigten 17,7 k Keſſeldampf reichen nunmehr einerſeits zur Beheizung des Körpers B (B_1 und V) nicht aus, andererſeits kann der Ueberſchuß an Maſchinenabdampf, den wir in der A-Gruppe erübrigen, in B wegen zu geringer Temperatur eine Verwendung nicht finden.

So ſind wir alſo bereits mit dem Schema (5), welches wir eben ausführlicher behandelten, an der Grenze des praktiſch-Verwerthbaren angelangt. Dieſe Grenze wird beſtimmt durch die Menge des Maſchinenabdampfes. Je mehr wir die Menge des Maſchinenabdampfes einzuſchränken im Stande ſind, deſto mehr tritt eine richtige Dampfverwerthung in den Bereich der Ausführbarkeit. Je richtiger die Dampfverwerthung in den Maſchinen ſein wird, deſto weniger Abdampf werden wir erhalten, und damit tritt eine große Freiheit in der Benutzung von Keſſeldampf ein, welche uns befähigen wird, den Betrieb der Zuckerfabrik weſentlich billiger zu geſtalten.

Es ſei aber zugleich darauf aufmerkſam gemacht, daß ſowohl Balancier-Luftpumpen-Maſchinen, als auch überhaupt ſolche Luft- und Gas-Pumpen-Maſchinen, deren Dampfkolben- und Pumpenkolben-Hube gleich oder entgegengeſetzt gerichtet ſind, nicht geeignet erſcheinen, mit kleiner Füllung des

Dampfzilinders betrieben zu werden. Die Kolbenwege müſſen vielmehr von Kurbeln abhängen, welche unter einem Winkel zu einander liegen, deſſen Größe von der Art der Beanſpruchung der Pumpe (Unterſchied der Spannungen) beſtimmt wird.

Es ſei, bevor wir zur Beſprechung der Vakuum-Konſtruktionen übergehen, noch eine Art der Beheizung des Körpers B_1 gedacht, die mindeſtens große Annehmlichkeiten bietet; auch Vortheile gewährt, welche aber nicht auf dem Gebiete der Dampf-Verwerthung, ſondern auf dem der Dampf-Erzeugung zu ſuchen ſind. Es iſt die geſchloſſene Dampfheizung, wie ſie anfangs des Kapitels über Verdampfung erwähnt, und wie ſie zur Vakuumbeheizung in der Aktien-Zuckerfabrik Wegeleben ausgeführt iſt.

Die Heizkammer B_1 ſteht in unmittelbarer Verbindung mit einer Keſſelgruppe, welche den Dampf in der verlangten Spannung und der benöthigten Menge zu liefern hat. Das Kondenswaſſer fließt ſelbſtthätig in die tiefergelegenen Keſſel zurück. Für dieſen Zweck eignen ſich alle Keſſel; jedoch muß denen der Vorzug gegeben werden, welche in dünnen Wandungen die Wärme der Heizgaſe am leichteſten dem Keſſelwaſſer übermitteln. Da nun von Keſſelſteinbildung bei dieſem Kreislaufe des Waſſers in beiden Aggregatzuſtänden keine Rede iſt, ſo ſind die Rohrkeſſel, bei denen ſonſt in der Schwierigkeit des Reinigens der einzige Grund ihrer geringeren Verbreitung gefunden werden dürfte, hier ihrer anderen Vorzüge wegen ganz beſonders zu empfehlen. Es mag beſonders auf die L. Koch'ſchen ſtehenden Rohrkeſſel, welche den Verdampfern ſelbſt ſehr ähnlich ſehen, aufmerkſam gemacht werden, Figur 80, von welchem im erſten Theile des Buches ausführlicher die Rede geweſen.

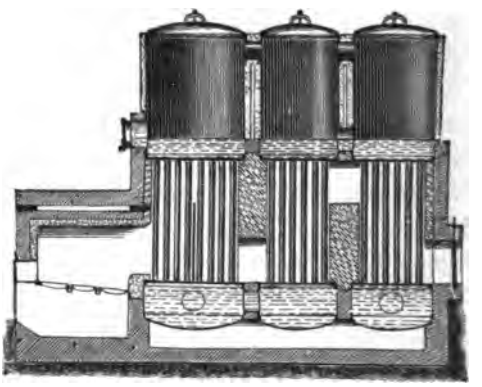
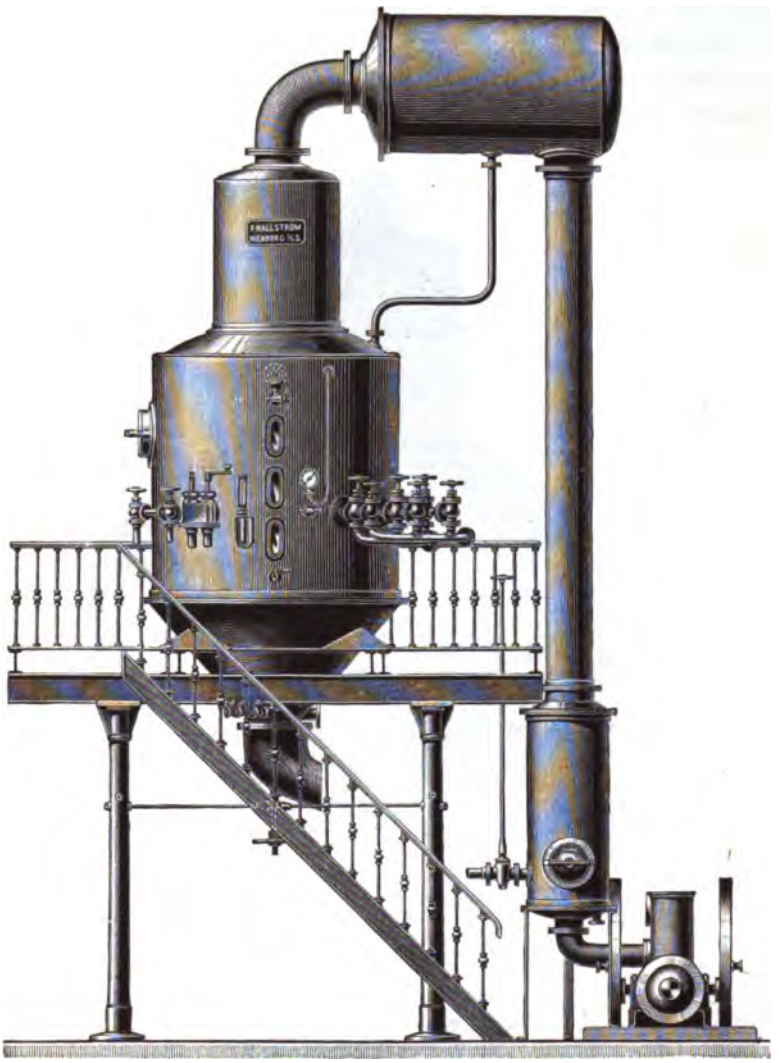


Fig. 80.

In einem ſolchen Beheizungsſiſtem iſt die größte Sparſamkeit möglich, und iſt daher dieſe Einrichtung zu empfehlen.

21. Verſchiedene Einrichtungen von Vakuum-Apparaten.

F. Hallſtröm in Nienburg baut eiſerne Vakuumapparate in der in Figur 81 (Seite 139) gezeichneten Geſtalt.



A. PROBST X. A. BRAUNSCHWEIG.

Fig. 81.

Die von der Halleſchen Maſchinenfabrik gebaute Vakuumeinrichtung zeigen die Figuren 82 und 83 (Seite 140, 141).

a Hauptdampfrohr mit Abſperrventil, b Dampfausgang aus den Schlangen, c Rückdampfrohr, d Rückventile, e Kondenswaſſerablaßleitung, f Safteinziehrohr, g Sirupablaß mit Ventilverſchluß, h Probehahn, i Ventil zum Ausdämpfen, I II III IV Dampfventile zu den Schlangen, V VI Einziehventile für Saft und Sirup.

Fig. 82.

Fig. 83.

Um einerſeits die Höhe der Flüſſigkeitsſäule einzuſchränken und andererſeits das Ueberreißen des konzentrirten Saftes zu verhindern, welchem durch keine Sicherheitsvorrichtung vollkommen geſteuert wird, hat Wellner-Jelinek die zilindriſche Form verlaſſen, und die Geſtalt des Vakuums gewählt, welche in den Figuren 83—85 dargeſtellt iſt. Um auch die Heizfläche ökonomiſch einzurichten, hat man ſtatt der Rohre von großem ſolche mit kleinem Durchmeſſer genommen. Die Figuren 85 und 86 zeigen ein ſolches Vakuum, wie es ſich in der Praxis bereits bewährt hat. Dasſelbe geſtattet Heizfläche jeden Umfangs und Füllungen von 3—400 M.-Ztr. Füllmaſſe, ohne dabei außergewöhnliche Dimenſionen anzunehmen oder un-

ökonomiſch zu arbeiten. Das **Vakuum-Siſtem Wellner-Jelinek** iſt in den Figuren 84 und 85 (ſ. Beil. 6) dargeſtellt. **F** iſt Saftfänger, **V** Vakuummeter, **H** Heizkammern, **K** Verdampfkörper, **R** Heizrohre, **T** Tragfüße, **Dr** Ventil zur Heizung mit Keſſel- Rück- oder Brüdendampf, **C** Kondenswaſſerablaß, **L** Luftventil, **M** Mannloch, **S** Schaulöcher, **B** Brüdendampfabzug, **P** Talpotaſimeter, **A** Ausdampfventil, **E** Verbindungsſtutzen zwiſchen Apparat und Saftfänger, **s** Füllmaſſeablaß, **p** Probehahn.

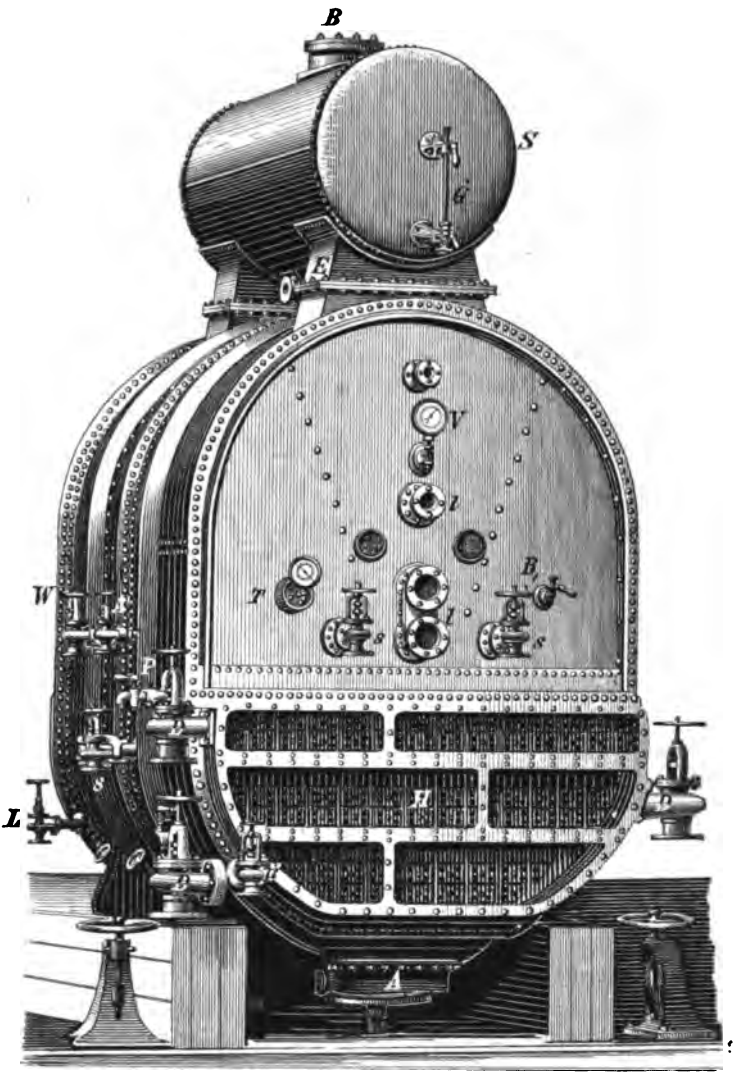


Fig. 86.

1) In den Verdampfer B_1 müſſen die abzudampfenden Säfte eingepumpt werden, weil auch in dem Saftraum Ueberdruck — bis höchſtens 1,2 Atmoſph. — herrſcht. Die Säfte müſſen hier höher als ſonſt angewärmt werden, und es wird Dampf dafür aufgewendet, deſſen Arbeit uns, wie wir ſehen, in A_1 wieder zu gute kommt. Wir gewinnen auch hier aus den höher geſpannten Heizdämpfen entſprechend heißeres (135°) Kondenswaſſer, welches unter Verſchluß zur Keſſelſpeiſung verwendet werden muß, wenn nicht ein Theil ſeiner Wärme verloren gehen ſoll; es kann auch zur Erhöhung der Temperatur anderen weniger heißen Speiſewaſſers durch Miſchung Verwendung finden.

2) Es iſt darauf zu achten, daß die Säfte möglichſt luftarm ſind, und daß mit der Pumpe nicht Luft eingeführt wird, ſei es durch Stopfbüchſen eingeſogen, ſei es durch Freiwerden des Saugrohres über dem Saftſpiegel.

Auch eine Selbſtregulirung der Pumpe nach dem Saftſtande iſt am Platze.

Denn durch Zutritt von Luft werden in den Kupferrohren des Vakuums Oxyde gebildet, welche durch das in den Saftdämpfen enthaltene Ammoniak angegriffen werden, und auf dieſe Weiſe eine fortwährende Korroſion des Kupfers hervorrufen.

3) An den Ausgängen der Heizgaſe aus den Heizkörpern des Vakuums in die Kondenswaſſerſammler iſt eine Gelegenheit für fortwährendes Abblaſen eines kleinen Theiles derſelben zu geben, damit nicht Anſammlungen von nichtkondenſirbaren Gaſen ſtattfinden können, welche den Heizeffekt der vorhandenen Flächen herabdrücken. Dieſe Abzugsrohre können in die Kammern des Apparates A geleitet werden, wo die ſonſt verlorenen Dämpfe noch gute Verwerthung finden.

4) Da die ganze Anlage offenbar am beſten und ſicherſten arbeitet, wenn eine annähernde Stetigkeit der Arbeit erreicht iſt, ſo iſt es — wie früher ſchon betont — durchaus rathſam, zwei Vakuen aufzuſtellen, damit das eine zu arbeiten beginnen kann, wenn das andere zum Ablaſſen der Füllmaſſe gelangt, oder ſchon, wenn letzteres bei zunehmender Dichte der Maſſe nur noch wenig Dampf aufnimmt.

5) Die Heizflächen des Verdampfers B_1 verhalten ſich zu denen des Vakuums V umgekehrt, wie die in beiden Apparaten gewünſchten Temperaturunterſchiede zwiſchen den Heizdämpfen und den ſiedenden Flüſſigkeiten; zugleich iſt die Fähigkeit der Heizflächen Wärme zu übertragen ſtrengſtens zu beachten.

Die äußere Ansicht eines solchen Vakuums zeigt Fig. 86 (S. 142). A Füllmasse-Abläſſe, B Brüdendampf zum Kondensator, S Saftfänger, G Saftstandsglas, V Vakuummeter, l Schaulöcher, T Talpotasimeter, B Butterhahn, s Safteinzugventil, W Wasserventil, A Ausdampfventil, L Luftventil, P Probehahn, D Ventile für Brüden oder Rückdampf, d Ventile für Kesseldampf, E Verbindungsstutzen zwischen Vakuum und Uebersteiger, H Heizkammer.

Eine namentlich in Bezug auf den Ablaß der Füllmasse etwas abgeänderte Einrichtung ist in den Figuren 87 und 88 (siehe Beilage 7) dargestellt. Die Buchstabenbezeichnung ist dieselbe wie bei den Figuren 84 und 85. Das Vakuum ist hauptsächlich bestimmt, mit Rück- und Saftdämpfen geheizt zu werden. Es hat einen hohen Steigeraum, erlaubt einen niedrigen Stand der kochenden Flüssigkeit und besitzt doch einen großen Fassungsraum. Die Heizfläche besteht aus kleinen 25—27 mm Durchmesser haltenden Rohren, welche in Schlangenzügen angeordnet sind. Der kleine Durchmesser der Rohre gestattet bei kleinem kubischen Raum der Heizvorrichtung große Heizflächen zu entfalten und diese Rohre setzen der Füllmasse beim Abfließen keinen großen Widerstand entgegen. Die Rohre sind zu demselben Zwecke etwa 100—150 mm auseinandergehalten, während die Schlangen des stehenden Vakuums, um große Heizflächen unterzubringen, so nahe als möglich zusammengeschoben sind. Außerdem sind die Rohre vertikal untereinander gelegt, um der Füllmasse vollständig freien Abzug zu gewähren. Die Heizvorrichtung ist derart angeordnet, daß man beliebig große Sude machen und dieselben beliebig lange kochen kann. Die Rohre sind nämlich in zwei, drei und vier Stufen vertheilt, je nach Größe des Vakuums, und man kann jede einzelne Stufe beliebig mit Rück-, Brüden- oder Kesseldampf heizen oder ganz absperren. Man kann somit den Sud allmälig wachsen lassen und in dem Maße, als er wächst, die folgenden Stufen in Thätigkeit versetzen. Die Heizfläche besteht aus Messingrohren, welche beim Heizen mit Brüdendampf dem mitgeführten Ammoniak Widerstand leisten. Am schwierigsten wird bei dieser Art Vakuum die Einrichtung der Entleerungsvorrichtung, welche aber sehr einfach durch Anordnung von mehreren mit leicht beweglichen Deckeln versehenen Ablaßöffnungen, welche in den beiderseits schräg zulaufenden Boden angebracht sind, gelöst erscheint.

Von der Metallwaarenfabrik in Wolfenbüttel, vormals Zickerick, werden die Vakuumapparate in der in Figur 89 und 90 (Seite 144, 145) dargestellten Weise gebaut. Beide Figuren sind ohne Weiteres verständlich.

Fig. 89.

Die folgenden Figuren ſtellen einige der von C. Heckmann gebauten Vakuumeinrichtungen dar. Der Vakuum-Apparat Figur 91 (S. 146) hat einen gußeiſernen Körper und iſt in ſehr großen Abmeſſungen (3500 mm Durchmeſſer) ausgeführt. Er dient dazu, um mit Abdampf zu kochen. Die ſehr große Heizfläche iſt durch Meſſingrohre gebildet, welche in Bronzeplatten ſitzen; dieſe Rohre haben einen Durchmeſſer von 100 mm und zur Erzeugung einer guten Bewegung ſind 7 ſehr große Zirkulationsrohre angeordnet. Der Dampf wird durch ein 300 mm-Ventil zugeführt. Der

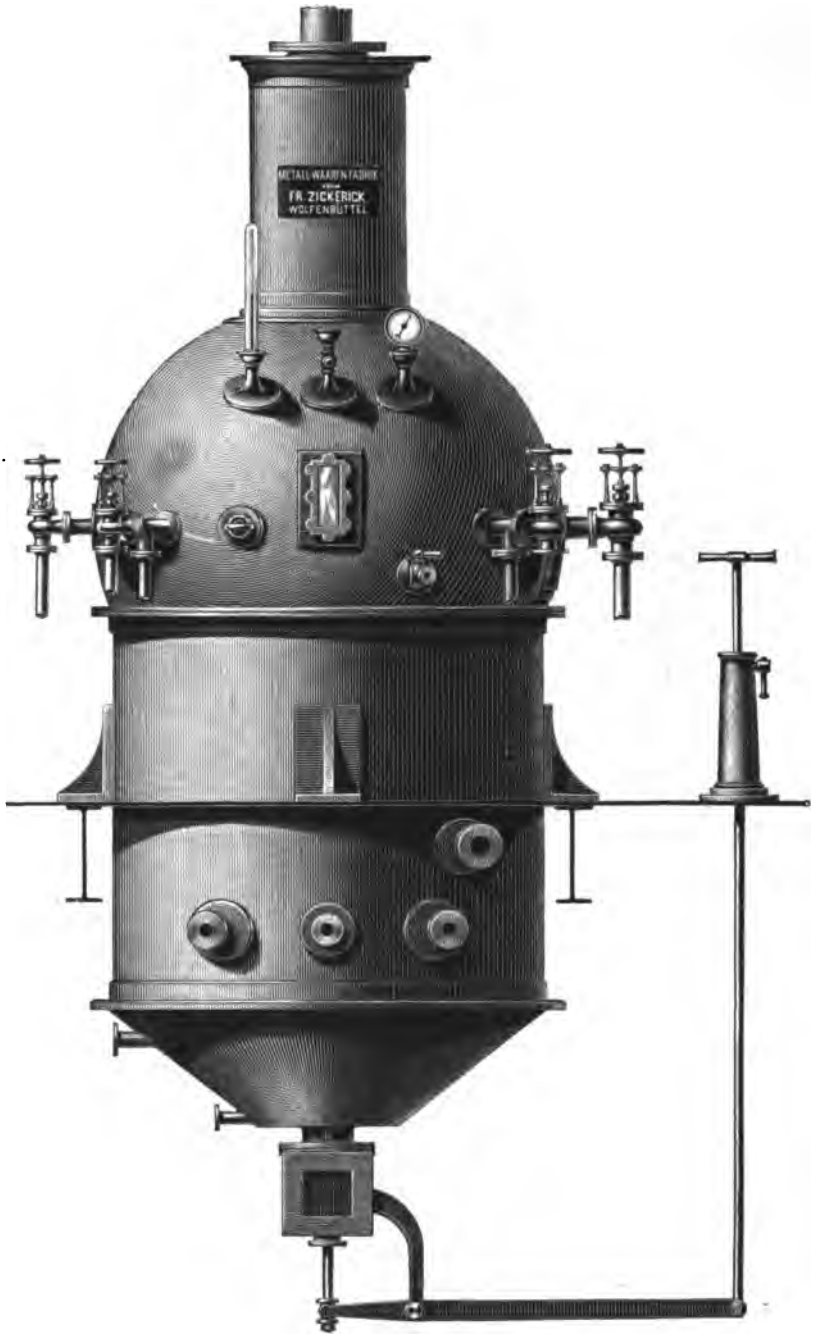


Fig. 90.

tiefe Unterboden trägt 2 kupferne Schlangen von 160 mm Durchmeſſer, um dieſelben mit Abdampf zu heizen. Die Ablaßvorrichtung iſt ein Schieber, welcher durch eine lange Schraube mit Sicherheit befeſtigt wird; die übrigen Theile des Apparates ſind die üblichen.

Der ſchmiedeeiſerne Vakuum-Apparat Figur 92 (Seite 147) iſt mit hoher Zarge und hohem Dom verſehen und hat ein Heizſiſtem von weiten

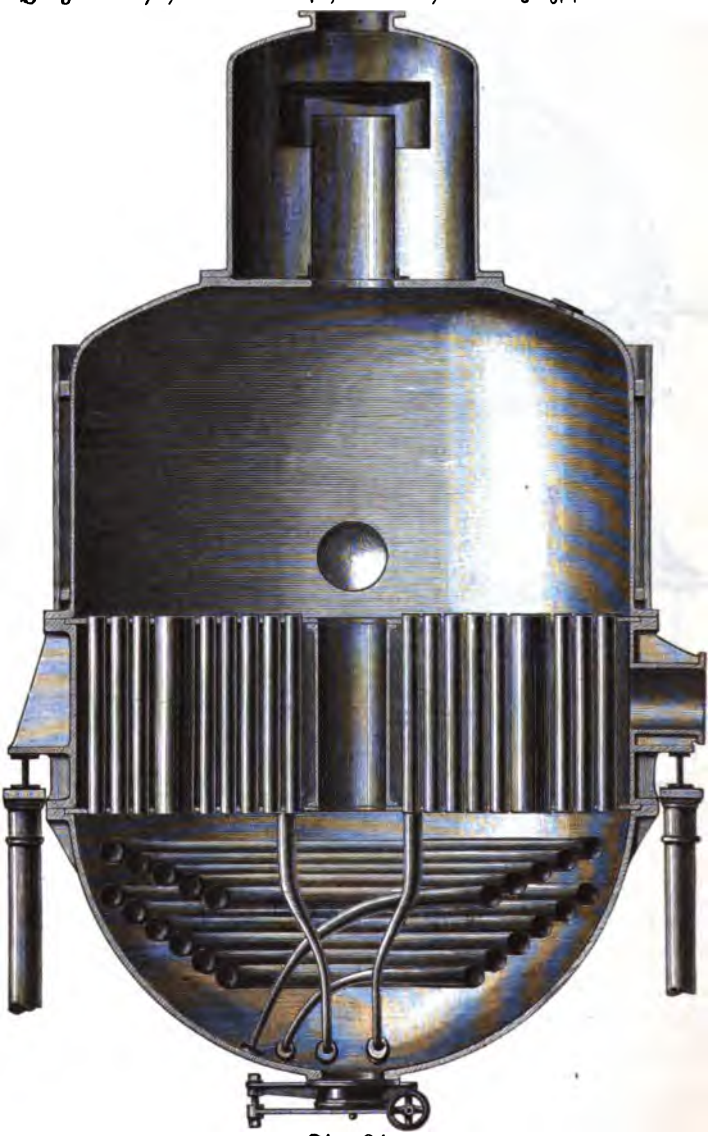


Fig. 91.

Meſſingrohren für Rückdampf oder für ein Gemiſch von direktem und indirektem Dampf mit einer Spannung von höchſtens 0,5 Atm. und iſt mit kupfernem Doppelboden verſehen, um die Maſſe auf dem Boden in Löſung zu erhalten. Die weſentlichſte Neuerung beſteht in der doppelten Einſaugvorrichtung zum abwechſelnden Gebrauch, und zwar wird die Füllmaſſe ſowohl oberhalb als auch unterhalb des Heizſiſtems in den Apparat eingezogen.

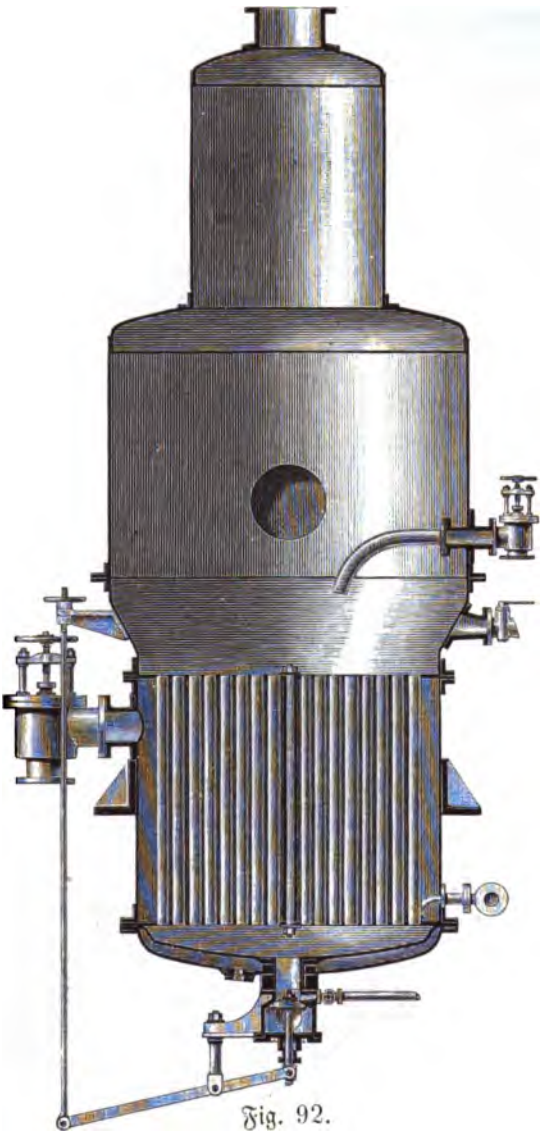


Fig. 92.

Die Leiſtungsfähigkeit der Apparate beträgt bei einer Dampf-Spannung von 0,3 Atm. etwa 5000 k fertig gekochte Brotfüllmaſſe in nicht ganz 2 Stunden, vorausgeſetzt, daß die dazu verwandte Kochkläre mit 53° Brix eingezogen und die Konzentration bis auf 10% Waſſergehalt gebracht wird.

Der kupferne Vakuum-Apparat Figur 93 (Seite 148) hat einen Doppelboden und zwei Verſchraubungen, ſo daß man im Nothfall die Schlangen herausnehmen kann, ohne den Doppelboden zu löſen. Die Ablaßvorrichtung iſt ein durch einen Hebel bewegter Schieber, welcher durch eine beſonders angeordnete Schraube angedrückt wird. Der Einzug wird durch ein zwei-

faches Ventil bewirkt, und die Dampfzuführung iſt ſo eingerichtet, daß man den Dampf aus der erſten Schlange in die zweite Schlange, dann in die dritte und von da in den Doppelboden leiten kann, ſo daß man aber auch jede Schlange und den Doppelboden für ſich heizen kann. Der Dampf tritt (Figur 94, Seite 149) durch das Rohr R nach Bedarf durch die Ventile E^1 E^2 E^3 in die Schlangen und gelangt aus denſelben durch die Ventile A^1 A^2 A^3, wenn jede einzeln geſpeiſt wird. Für den Fall, daß der Dampf aus einer Schlange in die andere treten ſoll, wird nur das Ventil E^1 geöffnet; der Abgang derſelben geht durch das Rohr a^1 in das Ventil e^2 in die zweite Schlange, aus dieſer durch das Ventil a^2 und das

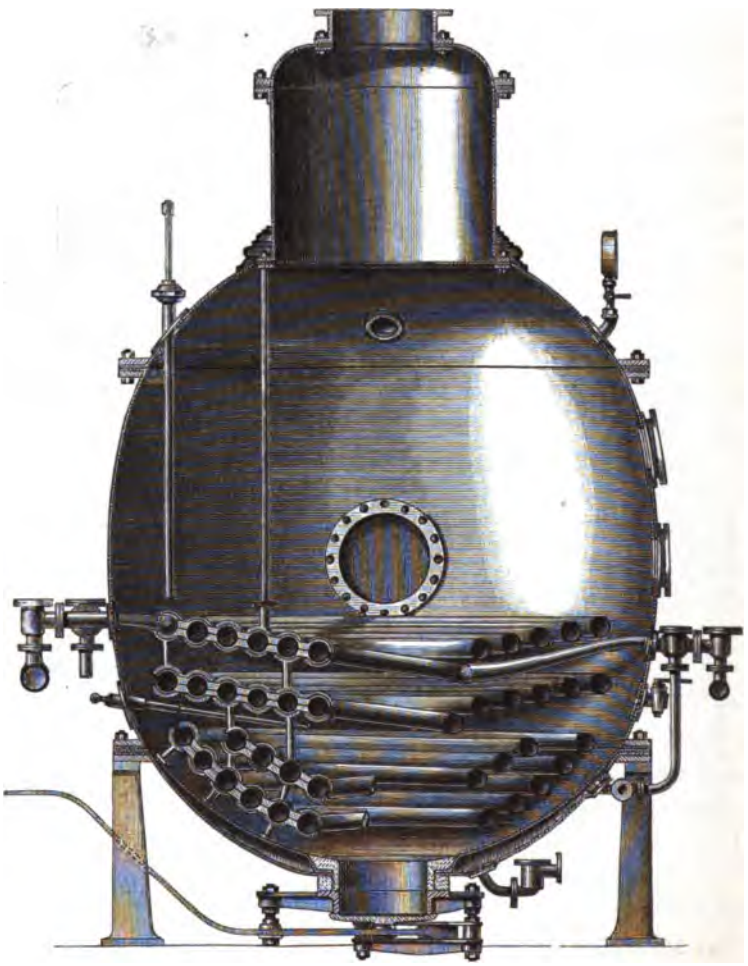


Fig. 93.

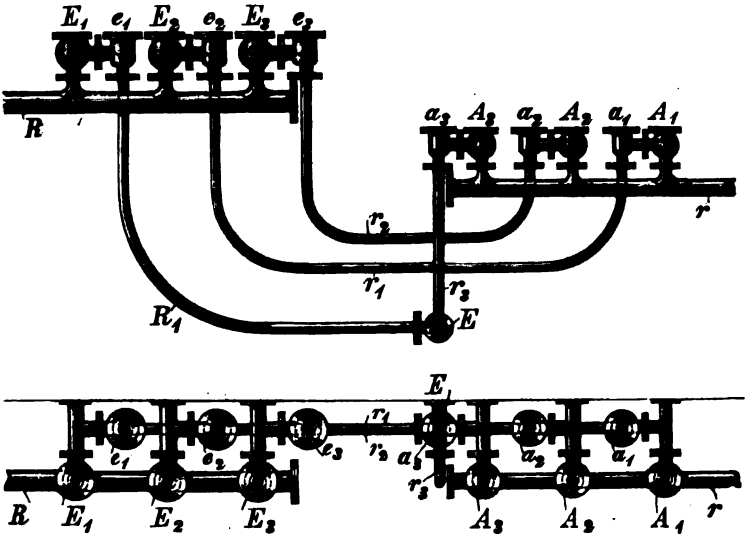


Fig. 94.

Ventil e^3 in die dritte Schlange, aus der dritten Schlange durch das Ventil a^3 in den Doppelboden E. Wie die Zeichnung verdeutlicht, kann man aber auch Kesseldampf für zwei Schlangen anwenden und aus der zweiten den Abdampf in die dritte Schlange und den Doppelboden leiten, oder man kann drei Schlangen mit Kesseldampf speisen und den Abdampf in den Doppelboden leiten.

Ein Sirup-Vakuum mit 50 Quadratmeter Verdampffläche nach Wellner-Jelinek zeigen die Figuren 95 und 96 (siehe Beilage 8). F Dom, V Vakuummeter, H Heizkammern, K Verdampfkörper, R Heizrohre, T Tragfüße, D_d Heizventile für Kesseldampf, D_r Heizventile für Rückdampf, C Kondensationswasserablaß, L Luftventil, M Mannloch, S Schauloch, B Brüdendampfabzug, W Schmutzwasserablaß, P Talpotasimeter, s Füllmasseablaß, z Saftstandzeiger.

Der Bedingung, das Vakuum mit Saftdämpfen zu beheizen, welche ihrer geringen Spannung wegen einen bis dreimal größeren Raum für die Gewichtseinheit einnehmen als die bis dahin benutzten direkten Kesseldämpfe, konnten die Schlangen, wie sie Jahrzehnte hindurch als Heizkörper verwendet wurden, nicht mehr Genüge leisten. Es ist unmöglich, Schlangen in gewohnter Ausdehnung mit Dämpfen von geringer Spannung zu füllen.

Dazu kommt, daß die Schlangen zu wenig Heizfläche in Anbetracht des geringen Wärmeunterschiedes zwischen Heizdampf und Füllmasse bieten,

und daß sie im Verhältniß zu ihrer Fläche einen großen Raum einnehmen, auch in ihrer Gestaltung der sich bewegenden oder abfließenden Masse einen zu großen Widerstand bieten.

So ist es denn natürlich, daß die Erbauer von Vakuum-Apparaten sämmtlich darauf hinausgehen, diese Mißstände zu meiden. Wir finden also verzweigtere, sich oft wiederholende Dampf-Eingänge und Wasser-Ausgänge, wesentlich größere Heizflächen in Rohren von kleinerem Durchmesser, und in geschickterer, den Ansprüchen angepasster Anordnung der Rohre selbst.

Die Apparate selbst haben theils die alte Form als Zilinder mit Konusboden beibehalten, theils haben sie eine Kofferform in länglich-viereckigem Grundriß angenommen.

In den Heizkörpern finden wir vertikale, schräg- und horizontal-liegende gerade Rohre, kurz gewundene Schlangen, und Bogen- und Kreisrohre, sämmtlich in Anordnungen, welche die oben gerügten Fehler der alten Konstruktion vermeiden. In den folgenden Figuren führen wir Darstellungen von neueren Vakuum-Apparaten vor, zu denen wir einige Bemerkungen über ihre Eigenart beifügen, ohne uns auf eine Beschreibung der Einzeltheile oder gar auf eine Kritik über dieselben einzulassen.

Vakuum Figur 97 (S. 151) mit vertikalen Rohrkörpern (W. Greiner, D. R. P. 31022). Je drei parallele Rohre von etwa 40 mm Durchmesser sind zu einem Elemente vereinigt. Diese letzteren stehen konzentrisch auf Kreisrohren, und werden ebenso von Kreisrohren gedeckt. Die Verbindung mit den unteren Kreisrohren ist durch Verschraubungen, diejenige mit den oberen durch Stopfbüchsen hergestellt.

Die oberen Rohre, dachförmig zugespitzt, sind die Dampfrohre; sie vertheilen den Heizdampf in die einzelnen Heizkörper. Die unteren Rohre sammeln das Kondenswasser und führen es durch hohle Streben, welche dem ganzen Heiz-Apparat zugleich als Stützen dienen, in den Doppelboden oder in Kreiskanäle ab.

Vakuum Figur 98 (S. 152) mit vertikalen Schlangenkörpern (W. Greiner, D. R. P. 31022, konstr. von Gebr. Forstreuter).

Kurzgewundene eiserne Schlangen stehen mit ihren Dampfeingangs- und Wasserausgangs-Stützen auf Kreiskanälen, welche paarweise die Unterseite des Bodens umziehen. Der Heizdampf tritt, aus dem betreffenden Kanale durch ein vertikales Rohrstück geleitet, welches außerhalb der Schlange und parallel derselben aufsteigt, in den oberen Theil jeder Schlange ein; das Kondenswasser ergießt sich in den Nachbarkanal.

Vakuum Figur 99 (S. 153) mit schrägen Rohrkörpern (W. Greiner, D. R. P. 31022, Zusatz).

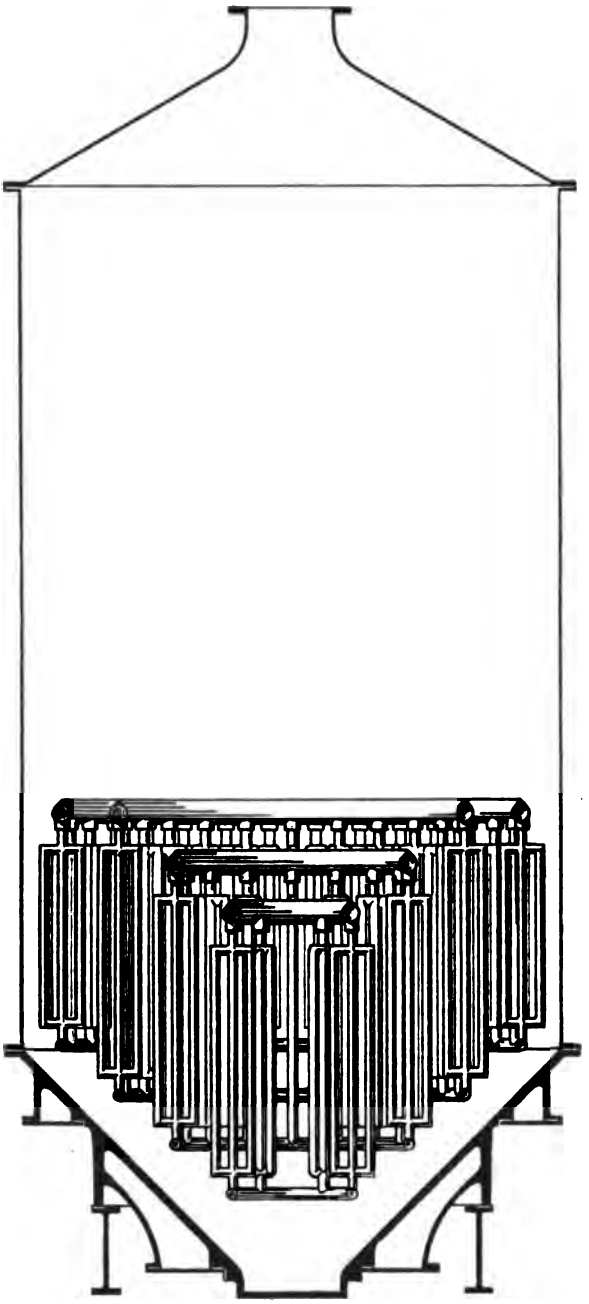


Fig. 97.

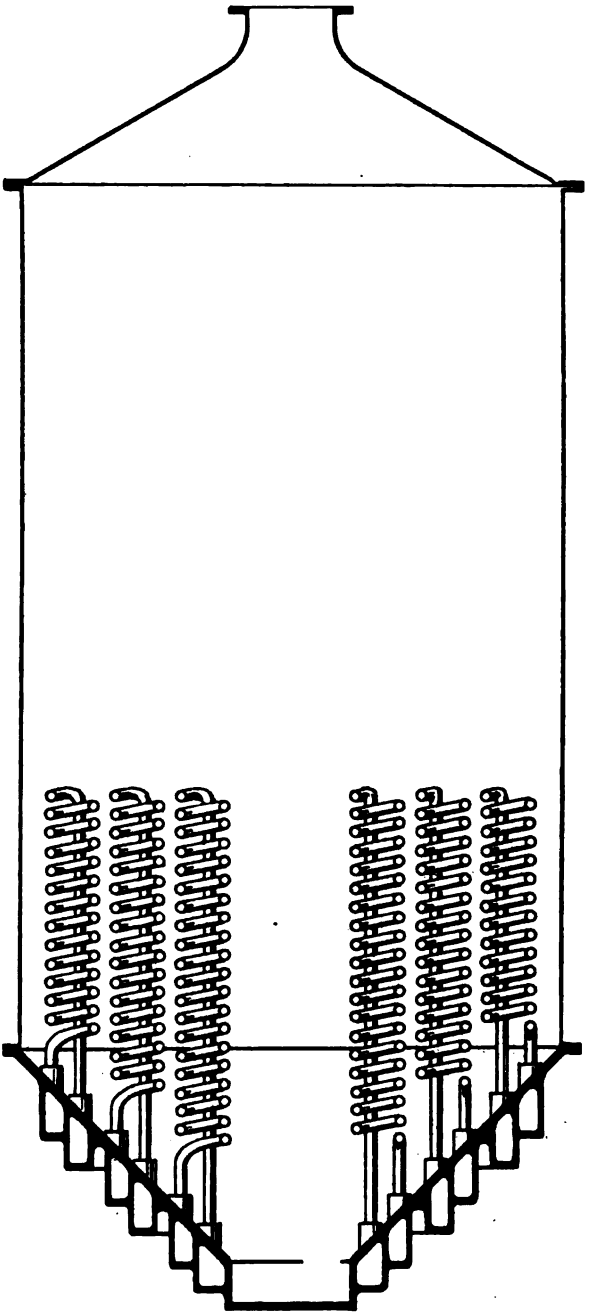


Fig. 98.

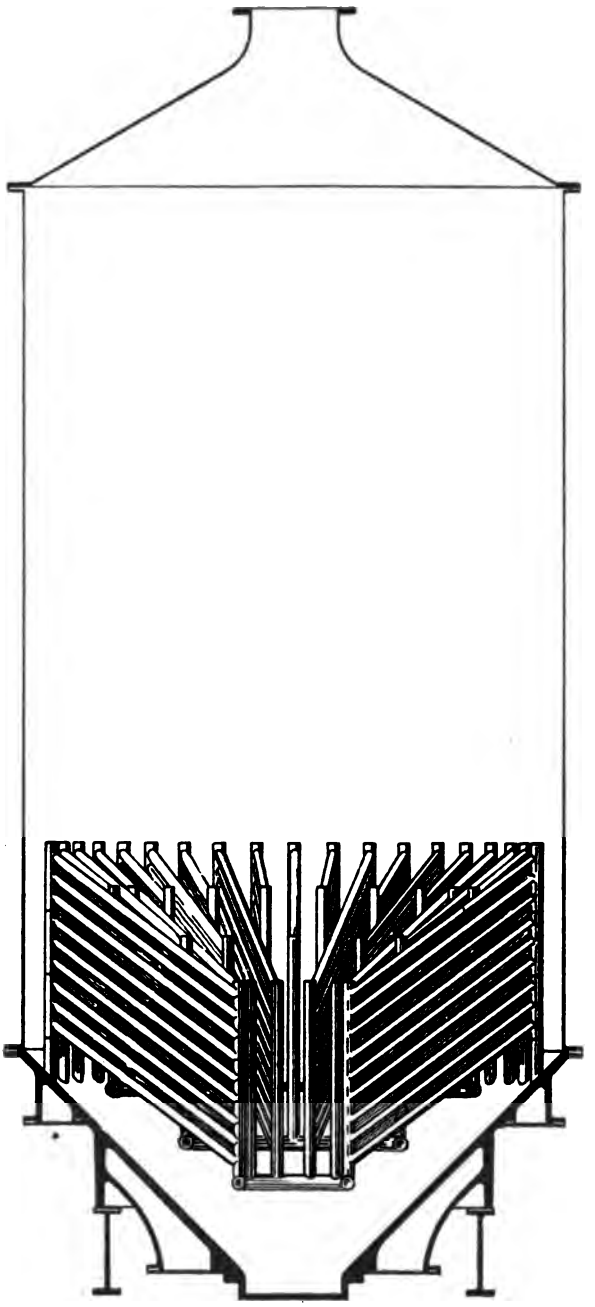


Fig. 99.

In der Richtung der Radien aufgestellte und schräg nach der Axe des Vakuums zu abfallende Rohrkörper bilden den Heiz-Apparat. Die Rohrkörper haben gleiche Höhe, jedoch je nach Lage verschiedene Länge; sie haben aber alle ihren Ursprung in einem äußeren Kreise auf dem Boden des Vakuums. Aus einem Ringkanale, welcher diesem Kreise entsprechend unter dem Boden angebracht ist, strömt allen Heizkörpern der Dampf zu, während das Kondenswasser in dem gemeinschaftlichen Doppelboden abfließt.

Die drei genannten Heizkörper-Gattungen haben, wie ersichtlich, keine Stufen- (Etagen-) Heizung; ihre Ausdehnung nach oben ist daher eine beschränkte. Die eigentlichen Heizrohre liegen innerhalb desjenigen Raumes im Vakuum, welcher durch den dritten Theil des späteren fertigen Sudes ausgefüllt wird. Die in diesen Körpern entwickelte große Heizfläche ist, selbst unter der genannten Beschränkung, wie die Erfahrung gelehrt hat, durchaus genügend, um Rohzucker und Raffinade auch mit schwachgespannten Dämpfen, Maschinenabdampf und Saftdampf, in zweckmäßiger Weise herzustellen.

Sollen jedoch besonders große Kristalle erzielt werden, so muß das zuerst eingenommene Saftquantum kleiner bleiben, damit nur eine verhältnißmäßig geringere Anzahl von Kristallen für spätere Vergrößerung gebildet wird. Hiermit würde eine weitere Erniedrigung der ersten Saftoberfläche, also auch der Höhe der Heizkörper verbunden sein, und die Heizfläche würde zu klein ausfallen.

Diesem Uebelstande zu begegnen giebt es nur das Mittel, daß man mehrere Heizkörperschichten anordnet, welche nach einander mit wachsender Saftmenge in Betrieb gesetzt werden. Vertikale Körper lassen sich dazu nicht verwenden; dagegen giebt die folgende Konstruktion das Erwünschte.

Vakuum Figur 100 (S. 155) mit Etagenheizung (Stufenheizung) in Kreisrohren (W. Greiner, D. R. P. 50603).

Der Heiz-Apparat besteht aus horizontal- oder schwachgeneigt-gelagerten Halbkreisrohren, welche aus einem vertikalen Rohrstücke zu je zwei entspringen, und gegenüber in ein ebensolches einmünden, so daß diese zwei einen geschlossenen Kreis mit zwei Knoten bilden. Diese Kreisrohre liegen über und konzentrisch in einander, und zwar, wie erwähnt, der Höhe nach in zwei oder mehreren Gruppen.

Die unterste Gruppe, welche vom vierten Theile des späteren fertigen Sudes bedeckt werden soll, wird mit halbgeöffnetem Dampfventile zuerst beheizt. Mit zunehmendem Safte und entsprechendem Saftstande wird die zweite Gruppe bei vermehrter Oeffnung des Dampfventils in Thätigkeit gesetzt, u. s. w., wenn mehr als zwei Gruppen (die Zeichnung zeigt nur zwei) vorhanden sind.

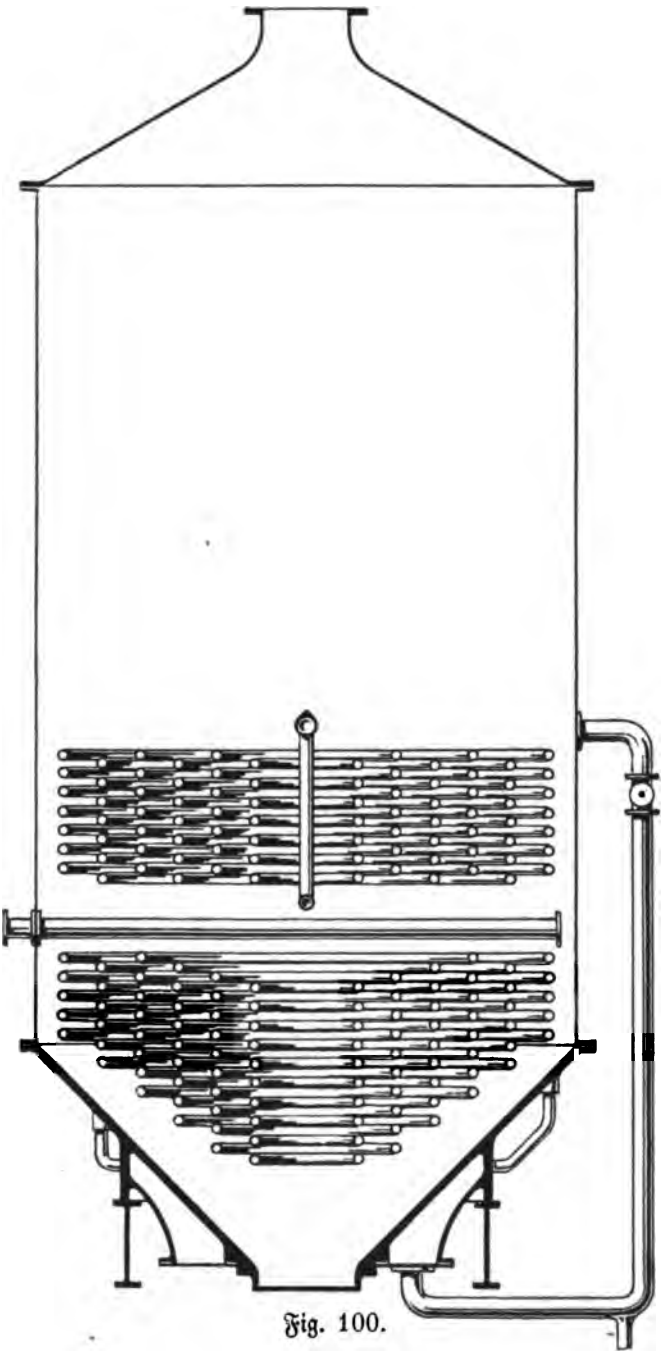


Fig. 100.

Der gesammte Heizdampf geht unter allen Umständen, auch wenn die höher gelegenen in Thätigkeit sind, durch die unterste Gruppe von Rohren. Der in letzterer nicht verbrauchte Dampf tritt aus dieser in die höheren ein, nach Absonderung des Kondenswassers, welches in einen Kondenswassertopf abfließt.

Durch Stellung der Dampfventile, welche zwischen jeder Gruppe angebracht sind, kann die Temperatur in dem einzelnen Gruppen so geregelt werden, daß sie der Schwere der Saftsäule entspricht, durch welche das Sieden an dieser Stelle beeinflußt wird.

Um auch innerhalb der einzelnen Gruppen eine gleichmäßige Wärmeabgabe zu erreichen, sind die vertikal übereinander liegenden Kreisrohre, welche gewissermaßen eine zilindrische Wand bilden, abwechselnd von links nach rechts mit Dampf beschickt. Ist z. B. der äußerste Kranz dieser Rohre von rechts aus geheizt, und giebt links das Kondenswasser ab, so ist der zweite Kranz von links beheizt, und das Kondenswasser fließt rechts ab, u. s. w. Die Dampfvertheilung ist danach eine vollkommene. —

Die Vakuen von Wellner-Jelinek, Lexa und Kasalowsky haben Kofferform mit unteren Mündungen in Gestalt einer umgekehrten Piramide, welche die (abgestumpfte) Spitze nach unten kehrt. Die längliche Grundrißform dieser Apparate bedingt eine größere Anzahl, drei, auch vier, solcher Abläße, die für den Fall von Vortheil werden, wenn die Füllmasse in große Kasten oder in Maischen, welche einen ganzen Sud fassen, abgelassen wird. Beim Abfüllen der Masse in Schützenbach'sche Kasten von mehr oder weniger Inhalt könnten alle Abläße nicht zugleich benutzt werden, ihr Vortheil ginge verloren, und nur ihre Unbequemlichkeit bliebe übrig.

Die beiden erstgenannten Vakuen haben nur horizontale Heizrohre das letztere hat auch krumme, kreisgebogene. Im Wesentlichen unterscheiden sie sich wenig von einander: sie haben eine etwas verschiedene Form betreffs des Bodens und der Ablaßvorrichtungen und deren Beheizungs-Unterschiede, welche wir an dieser Stelle nicht verfolgen können; sie haben ferner, was uns mehr interessirt, eine verschiedene Dampfvertheilung im Rohrsistem. Die neueren Konstruktionen berücksichtigen natürlich mehr die Benutzung von Saftdampf, und aus dieser Dampfverwendung sind Einzeltheile hervorgegangen, für welche früher keine Ursache zu finden gewesen wäre.

Die Dampfführung in den Wellner-Jelinek'schen Vakuen ist dieselbe wie in den Verdampf-Apparaten, welche unter gleichem Namen bekannter sind; sie ist nur in soweit geändert, als die Form des Vakuum-Untertheils eine Verschiebung der Heizkammern bedingte.

In Figur 101 geben wir einen Schnitt durch die Heizkammer des vorderen Giebels des Leza'schen Vakuums. In den Zwischenwandungen der Heizkammer sehen wir Unterbrechungen, welche von Ventilen besetzt werden. Wenn die eine (linke) Seite der Kammer mit einer anderen Dampfquelle in Zusammenhang steht, als die andere (rechte) Seite der Kammer, so kann durch Oeffnung des Ventiles in der vertikalen Scheidewand der Dampf der einen Seite auf die andere Seite, deren äußerer Dampfzufluß gesperrt ist, übertreten. So wird es möglich, mit gleichen oder verschiedenen Dämpfen zu derselben Zeit zu heizen.

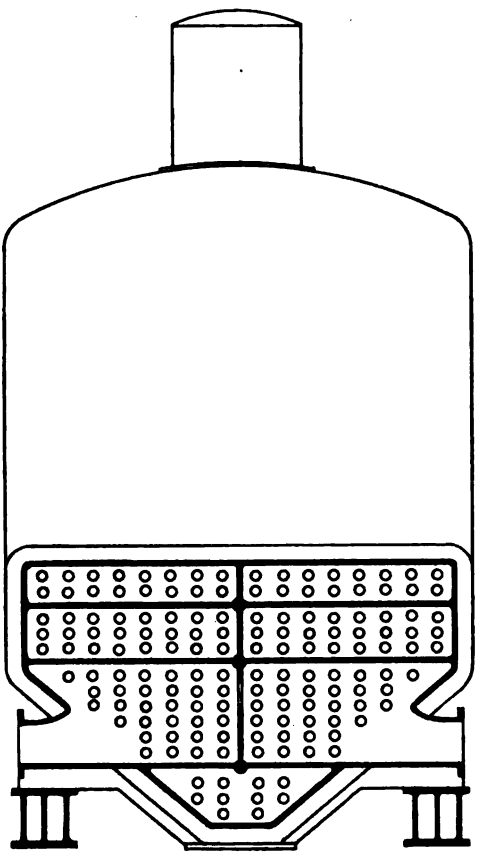


Fig. 101.

Die oberste Kammer kann zu Beginn des Sudes durch Ventile, welche in der oberen horizontalen Zwischenwand liegen, abgesperrt bleiben; sie tritt in Thätigkeit, wenn die bezeichneten Ventile geöffnet werden, was zu geschehen hat, so bald der Saft bei steigender Höhe die Rohre dieser Kammer bedeckt. Die Dampfbewegung geht also richtig von unten nach oben. Die unterste Kammer wird für sich, ohne Zusammenhang mit den höher gelegenen Abtheilungen, mit Dampf beschickt. —

Das Kasalowsky'sche Vakuum besteht eigentlich aus mehreren kleinen selbstständigen Vakuen, welche mit gemeinschaftlichen Wandungen nebeneinander stehen. Die ursächliche Begründung dieser Konstruktion ist die von uns zuvörderst gestellte Forderung, die Dampfentnahme aus den Kesseln oder Verdampfkörpern, welche den Heizdampf liefern, zu einer möglichst gleichmäßigen zu machen.

Wir empfahlen an betreffender Stelle mehrere einzelne Vakuen, Kaſalowsky bietet in ſeiner Konſtruktion mehrere ganz ſelbſtſtändige Abtheilungen, die nach äußerer Erſcheinung einen einzigen Körper bilden, der dann ein Vakuum genannt wird, während es in Wahrheit mehrere ſind.

Die Zeichnung (Figur 102) giebt nur ſcheinbar eine Giebelwand des Vakuums; faktiſch iſt es eine Längswand einer der einzelnen Ab-

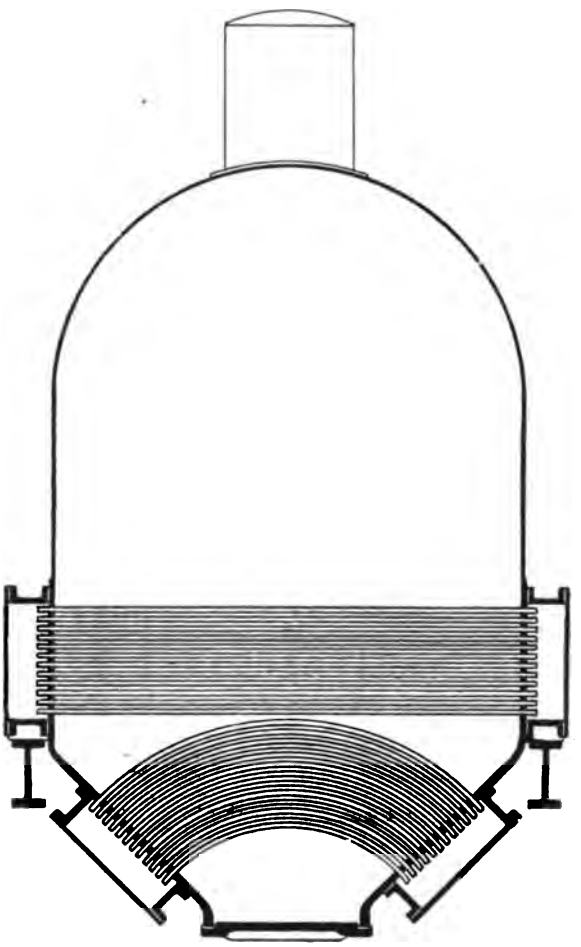
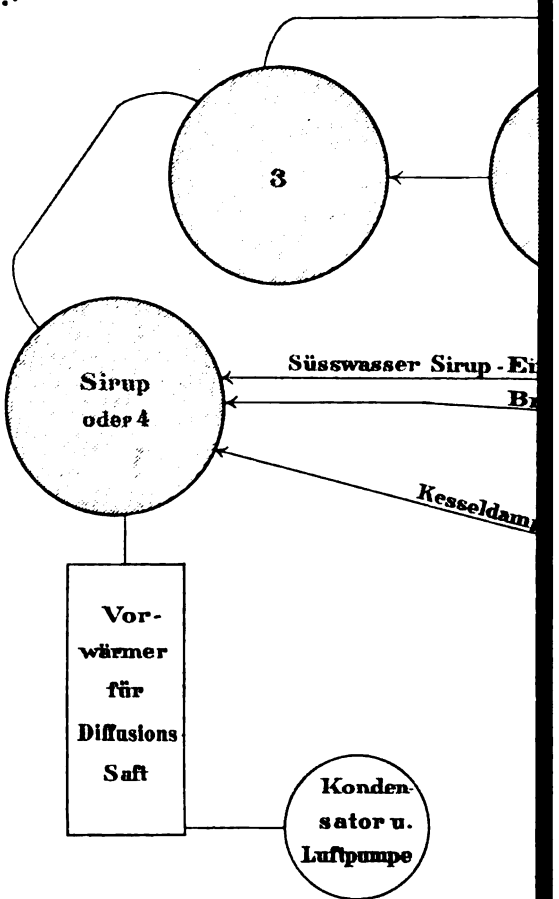


Fig. 102.

theilungen, deren man ſich mehrere hintereinander (von geringerer Tiefe als Breite) zu denken hat. Die Hülfstheile wiederholen ſich alſo ſo oft, als Abtheilungen vorhanden ſind; ſie liegen nach der Zeichnung alſo links und rechts.

Ausschlagetafel 13.



Die Sudperioden der einzelnen Abtheilungen fallen ineinander, so daß also eine annähernde Stetigkeit in der Gesammt-Arbeit und in dem Dampfverbrauch erreicht ist. Rohrverbindungen gestatten ein Herübernehmen des Saftes aus einer Abtheilung in die andere, d. h. aus einem Vakuum in das andere.

Diese Art zu arbeiten mit mehreren, wenigstens zwei, Vakuen ist ohne Zweifel die richtige. Es findet sich auch im Lexa'schen Vakuum der Vorschlag zu einer Theilung, die dasselbe bezweckt; aber hierbei ist der Dampfraum für alle Abtheilungen ein gemeinschaftlicher. Selbstständige ganz geschlossene Abtheilungen, d. i. selbstständige Vakuen verdienen gewiß den Vorzug.

VI. Zusammenstellungen von Verdampfsistemen.

Solche sind im Vorhergehenden schon mehrfach dargestellt und beschrieben worden, so namentlich auf den Seiten 131, 135, und 136. Hier sollen noch einige besonders gekennzeichnet, zur Vervollständigung des bereits Angeführten kurz beschrieben, und durch einfache Zeichnungen in der Hauptsache erläutert werden.

1) Verdampfstation Dreikörper, beziehungsweise Vierkörper; *sparsame Anwendung von Kesseldampf* (Figur 103), unter der Voraussetzung, daß wegen richtig angelegter Maschinen der Rückdampf nicht ausreicht.

In diesem Falle empfiehlt sich, wie in der Figur angedeutet, 3fache Benutzung des Rückdampfes und 4fache des Kesseldampfes. Letzterer wird für den kleineren Körper 1 angewendet, dessen Brüden dann mit dem Rückdampf zugleich den Körper 2 und so weiter heizt, so daß der Kesseldampf, wie es seiner Beschaffenheit und seinem Drucke zukommt, eine Benutzung mehr erfährt.

Körper 4 ist in zwei Theile getheilt. Der Saft aus der ersten Hälfte geht zu den Filtern, dann von diesen in die zweite Hälfte und, weiter eingedickt, zum Vakuum.

Alles übrige, die Verwendung der letzten Brüdendämpfe zum Anwärmen u. s. w. ist aus der Zeichnung zu ersehen. (Siehe Ausschlagetafel 12.)

2) Einrichtung der Verdampfung *für Getrennthaltung der Süßwasser* bei Knochenkohlenfiltration. Fig. 104 stellt einen Verdampfapparat dar, welcher außer den Körpern 1, 2, 3 für Dünnsaft, den Körper 5 für Süßwasser und 4 für Sirup oder als 4. Körper enthält. Der Brüden von 5 geht mit dem Rückdampf zusammen nach 1; dieser Körper wird

allein mit diesen beiden Dämpfen erhitzt. Man kann aber auch 5 mit Rückdampf heizen und in diesem Falle den Brüden von 5 nach 2 führen.

Die Brüden von 3 heizen den Sirupkörper 4, in welchen von Zeit zu Zeit das zum Sirup eingedickte Süßwasser zugezogen wird.

Im Fall die Rückdämpfe für 1, sowie die Brüden für 4 nicht ausreichen, kann durch Oeffnen der Ventile b und c Kesseldampf hinzugenommen werden. Ist kein Süßwasser zu verdampfen, so bleibt 5 außer Benutzung. Ist kein Sirup zu verdampfen, so dient der Sirupkörper als vierter für Saft. Die Brüden von 4 wärmen Diffusionssaft vor. (Siehe Ausschlagetafel 13.)

3) Darstellung der wiederholten Verwerthung der Dämpfe, auch zum Vorverkochen im Vorvakuum. Verwendung des Brüdenwassers und des Kondensationswassers.

Der Kesseldampf wird in so fern hinzugenommen, als der Maschinendampf nicht für 1 ausreicht; er wird in besonderer Heizkammer, mit und für Kesseldampf bestimmten Röhren benutzt. Von 1 wird der Brüden zum Vorvakuum oder für die Kalorisatören der Diffusionsbatterie entnommen. Die Benutzung der Brüden aus 3, sowie die des Brüden- und des Kondensationswassers ist aus der Zeichnung ersichtlich. (Siehe Figur 105, Ausschlagetafel 14.)

4) Ueber die Greiner-Pauly'sche eigenthümliche Zusammenstellung siehe oben Seite 136 und Figur 79.

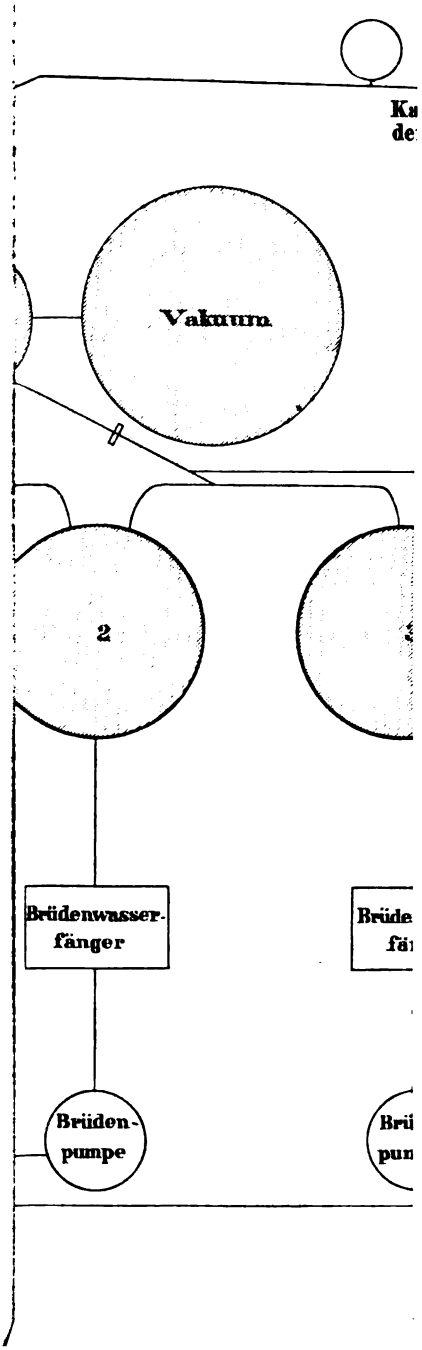
5) Sogenanntes Sistem Rillieux*)

Die maßgebende Patentbeschreibung (D. R. P. 15596), wonach dieses Sistem zu beurtheilen ist, sagt darüber u. a.:

Bei den aus mehr als drei Körpern zusammengesetzten Apparaten bedarf man Kesseldampfes, den man in den Dampfgenerator für abgehenden Maschinendampf u. s. w. leitet, von welchem aus der erste Körper gespeist wird. Wird nun zu viel frischer Dampf in diesen Dampfsammler eingeführt, so ist die Folge hiervon, daß der Gang der Betriebsmaschinen verlangsamt wird oder letztere sogar ganz stehen bleiben. Um diesen Uebelständen abzuhelfen, versieht der Erfinder jenen Dampfsammler mit einem Regulirventil, welches die Maximalquantität des auszunutzenden Dampfes regulirt. Dieses Ventil verhindert, daß der Unterschied zwischen den Spannungen des Dampfes auf den beiden Seiten der Kolben unter einen gewissen Punkt herabsinkt. Der frische Dampf geht zu diesem

*) Ueber das Geschichtliche desselben und anderweitige Beurtheilung siehe Stammer's Lehrbuch, 2. Aufl. S. 775 ff. Ueber die Patentfähigkeit sei auf das Urtheil des Reichsgerichtes (s. Jahresbericht 29, S. 35) hingewiesen.

Fig. 105.


Ku
de
Vakuum
2
Brüdenwasser-
fänger
Brüde
fä
Brüden-
pumpe
Brü
pun

Zwecke vor seinem Eintritt in den Dampfsammler durch dieses Ventil, welches sich nur dann öffnen kann, wenn die Spannung in den Dampfkesseln die Grenze übersteigt, welche durch den guten Gang der Betriebsmaschinen bedingt ist. Man kann durch Hoch- und Niedrigschrauben der Schraube den mehr oder weniger großen Eintritt des Dampfes reguliren.

(Dieses Regulirventil kann auch anstatt zur Linken des Dampfsammlers auf dem Ventilkörper des Einlaßventiles angebracht werden, welches den Dampf in den ersten Körper leitet.)

Da der erste Körper den Dampf für den übrigen Theil des Verdampfapparates liefert und mit den Rückdämpfen der sämmtlichen Betriebsmaschinen geheizt wird, so bewirkt der Erfinder die Ableitung des Kondensationswassers aus den Heizschlangen des Vakuum-Kochapparates in folgender Weise. Die Heizschlangen sind an ihrem Austritte mit Absperrventilen versehen und mit einem gemeinschaftlichen Abzugsrohr verbunden, dessen anderes Ende mit einem von dem unteren Ende des Heizraumes des ersten Körpers ausgehenden Rohre in Verbindung steht.

Auf diese Weise wird der geringe Ueberschuß an Dampf, welcher etwa mit dem Kondensationswasser aus den Heizschlangen des Kochapparates entweichen sollte, zum Heizen des ersten Körpers mit verwendet, während das Kondensationswasser aus den Heizschlangen des Kochapparates mit dem Brüdenwasser des ersten Körpers vereinigt, durch ein mit Absperrventil versehenes Rohr in das Reserverohr gelangt, welches mit der Speisepumpe für die Dampfkessel in Verbindung steht. Benutzt man den Vakuum-Kochapparat allein, ohne den Dreikörper-Verdampfapparat, so sperrt man die Verbindung der Heizschlangen des ersteren mit der Heizkammer des ersten Körpers mittelst eines Dreiweghahns, welcher dann die Heizschlangen direkt mit dem Behälter für die Speisepumpe verbindet.

Außerdem erfolgt der Austritt des Brüdenwassers aus dem ersten Körper, sowie der des Kondensationswassers aus dem Dampfsammler direkt in den Behälter für die Speisepumpe. (Die weitere Einrichtung für diese Brüden- und Wasserleitungen sind für das Sistem nicht eigenthümlich.)

Der Vakuum-Kochapparat wird gleichfalls durch dem Dampfsammler entnommene Rückdämpfe gespeist; dieselben gelangen durch die Brüdenleitung nach dem Vertheilungsrohr für die Heizschlangen und ihre Zuströmung wird durch ein Ventil regulirt. Aus dem Vertheilungsrohr treten die Dämpfe in eine oder die andere der drei bis vier Heizschlangen des Kochapparates. Man kann jedoch auch in gleicher Weise den im ersten Verdampfkörper erzeugten Dampf zum Kochen benutzen; zu diesem Zwecke ist das bezeichnete Vertheilungsrohr mit demjenigen Rohre verbunden,

welches die Saftdämpfe aus dem ersten Körper in den Uebersteiger leitet welcher zwischen dem ersten Körper und der Heizkammer des zweiten Körpers eingeschaltet ist. (Das in der Figur 106 mit Brüdenleitung bezeichnete Rohr setzt also den Dampfraum des ersten Körpers mit den Heizschlangen des Vakuums in Verbindung; hierin liegt das „Eigenthümliche" des Sistems.)

Die Vakuum-Kochapparate mit Heizschlangen haben nur eine kleine Heizoberfläche, sind aber im Stande eine große Menge Dicksaft aufzunehmen.

Um nun das Kochen in dem Drei-Körperapparat mit diesen Apparaten vorzunehmen, bedarf man in dem ersten Körper einer großen Dampfspannung bis auf $^1/_2$ oder $^3/_4$ Atmosphären und manchmal auch mehr, je nach den Dimensionen der Heizschlangen. Unter diesen Umständen wird das Vakuum in dem zweiten Körper sehr gering und selbst Null. Die Erfahrung hat aber gelehrt, daß diese Temperatur in dem Apparat keinen schädlichen Einfluß auf die Beschaffenheit des Zuckers ausübt.

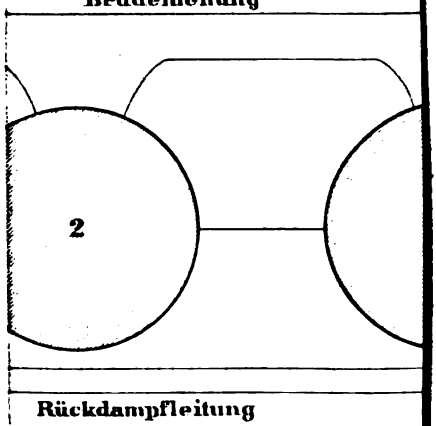
Man regulirt die Spannung, indem man in den Dampfsammler des Dreikörperapparates eine genügende Menge Kesseldampf einführt, jedoch nur soviel, daß der Gang der Betriebsmaschinen nicht schädlich beeinflußt wird. Die Spannung in diesem Dampfsammler kann mitunter auf eine Atmosphäre oder mehr steigen. (Dies ist eine unausbleibliche Folge obiger „Eigenthümlichkeit".)

Die Fortleitung des Kondensationswassers des zweiten und dritten Körpers erfolgt für gewöhnlich durch eine doppeltwirkende Pumpe, deren auf einem Zilinderende liegenden Ventile einem der beiden Körper entsprechen. Diese Pumpen sind aber im Allgemeinen zu klein. Der Erfinder verwendet nun folgendes Sistem:

Das Kondensationswasser des ersten nnd zweiten Körpers fließt in einen gußeisernen Kasten, mit zwei Abtheilungen; die linke a ist für das Kondensationswasser des zweiten Körpers bestimmt und einen Schwimmer b, welcher auf eine Drosselklappe c wirkt, die dazu bestimmt ist, die Verbindung der Abtheilung a mit der Abtheilung d herzustellen oder abzubrechen. In diese zweite Abtheilung d fließt das Kondensationswasser des dritten Körpers und von dem untern Ende dieser Abtheilung zweigt sich das nach der Pumpe führende Rohr e ab. Außerdem steht die Abtheilung a durch ein Rohr mit dem Saftfänger des zweiten Körpers, die Abtheilung d durch ein Rohr mit dem Kondensator in Verbindung. Zwei Regulirabsperrventile L und i reguliren den Eintritt des Kondensationswassers in die Abtheilungen des Kasten J, während die beiden anderen Absperrventile f und g dazu dienen, den Abgang des Dampfes aus den Abtheilungen zu reguliren.

UNIV. OF
CALIFORNIA

Fig. 106.



Sobald das Wasser in der ersten Abtheilung a bis zu einem gewissen Punkt gesunken ist, sperrt der Schwimmer b die Verbindung zwischen den beiden Abtheilungen, während anderseits diese Verbindung wieder hergestellt wird, wenn in der Abtheilung a in Folge größerer Ansammlung von Kondensationswasser eine Entleerung dieser Abtheilung nothwendig sein sollte. Der Schwimmer gestattet somit niemals, daß das Wasser in dieser Abtheilung tiefer sinkt, als das Verbindungsrohr zwischen den beiden Abtheilungen, in Folge dessen niemals Dampf durch diese Verbindung aus der einen in die andere Abtheilung gelangen kann, während eine einzige Pumpe für die Entleerung beider Abtheilungen genügt.

Die vordere Seite des Kastens ist abnehmbar, um die Aufstellung zu erleichtern, und kann auch durch eine Glasscheibe ersetzt werden, welche gestattet, die gute Arbeit des Apparates in jedem Augenblicke zu überwachen.

Um den Maximaleffekt der so modifizirten Apparate zu erhalten, bedarf man eines bedeutenden Vakuums in dem letzten Körper. Man begegnet auf diese Weise bei der Kondensation der Dämpfe, welche den Dreikörperapparat verlassen, Schwierigkeiten, welche bei den gewöhnlichen Dampfmaschinen unbekannt sind. Während nämlich bei letzteren ein ziemlich zertheilter Wasserstrahl bereits ein ausgezeichnetes Vakuum erzeugt, giebt im Gegensatz hierzu eine selbst bedeutend ausgebreitete Wassergarbe in dem Kondensator des Dreikörperapparates nur ein schwaches Vakuum.

Die Zeichnung Figur 106 auf Ausschlagetafel 15, welche nur die wesentlichen Theile eines so eingerichteten Apparates begreift, wird deren Aufstellung klarer nachweisen und zugleich darthun, welche Theile dem Sistem zugeschrieben werden können, nämlich die Brüdenwasserleitung von 1 nach dem Vakuum und einiges andere.

Verbindet man die in den Patenten beschriebenen Verfahren, so läßt sich im Wesentlichen der Schwerpunkt des „Rillieux-Verfahrens“ dahin bezeichnen, daß Rillieux die Leistungsfähigkeit der Verdampfapparate durch Vermehrung der Rückspannung des Maschinen-Abdampfes zu erhöhen strebt, und daß er auf diese Weise einen Dampf erhält, welchen er wiederholt verwendet.

Mit den so gespannten Dämpfen heizt er nun die Dampfschlangen des Kochapparates, natürlich nur so lange, als ein Temperaturunterschied sich erzielen läßt, denn das Fertigkochen muß doch mit Kessel- oder mit gespanntem Rückdampfe geschehen. Dieses ist eine Thätigkeit des Vakuums als Zweikörper, beziehungsweise als Dreikörper, weil im Anfange, so lange der Saft noch dünn ist, aus dem zweiten Körper des Verdampfungs-Drei- oder Vierkörpers der Brüdendampf zum Heizen des Vakuums genommen wird.

Ferner verwendet Rillieux die Brüdendämpfe des ersten und zweiten Körpers zum Anwärmen der Diffusions- und Saturationssäfte, indem er die Kalorisatoren der Diffusion und die Vorwärmegefäße zur Saturation mit dem Brüden des ersten, beziehungsweise des zweiten Körpers eines Verdampfapparatsistems heizt. In Folge dessen wird ein bereits benutzter Dampf nochmals dienstfähig gemacht.

Dies ist vielleicht als neu und dem Rillieux-Verfahren eigen zu bezeichnen, denn nur die Brüdendämpfe der letzten Körper wurden zu dergleichen Zwecken schon früher verwendet. Doch ist wohl zu bemerken, daß diese vorzeitige Hinwegnahme von Brüdendämpfen nur dann statthaft ist, wenn davon ein Uebermaß vorhanden ist, und daß eben ein solches Uebermaß nur dadurch geschafft werden kann, daß Rillieux die Rückdämpfe von hoher Spannung verwendet, wogegen doch mancherlei Einwendungen zulässig sein dürften. Der Ueberdruck muß nämlich bis zu 1, ja $1\frac{1}{4}$ Atmosphäre betragen, während der in Zuckerfabriken übliche meist 0,5 bis 0,7 Atmosphären beträgt, was für Rillieux' Vorschrift zu gering ist.

Die hochgespannten Rückdämpfe der Dampfmaschinen sind aber nicht zu billigen. Jelinek trachtet dagegen die höhere Leistungsfähigkeit der Verdampfapparate, welches Sistemes immer, durch Vergrößerung des Vakuums in demselben zu erzielen, da die Temperaturunterschiede in dieser Richtung rascher wachsen. Er wirft dem Rillieux-Verfahren, wenn dasselbe mit hochgespanntem Druck arbeitet, vor, daß schon von vornherein Wärmeverluste stattfinden, die dann erst durch die wiederholte Dampfverwendung wett gemacht werden sollen, und es scheint dieses nicht ohne Berechtigung.

In diesem Sinne lassen sich noch viele Verbesserungen und Dampfbenutzungen anbringen, die der umsichtige Techniker je nach den örtlichen Anforderniſſen ausführen wird, ohne damit Anspruch auf Erfindungen oder eigenthümliches Sistem zu erheben; die Dampfersparniß ist keineswegs an bestimmte Zusammenstellungen gebunden, sondern läßt sich, wenn einmal das Nachdenken darauf gerichtet ist, in mannichfacher Weise erreichen.

Thatsache ist, daß man sowohl mit dem Verfahren Rillieux, als auch mit dem Verfahren Jelinek's so weit gelangt ist, daß man bei richtiger Anordnung derselben etwa 80 k Dampf benöthigt, um 100 k Rüben auf Rohzucker zu verarbeiten, und zwar bei einem Saftabzuge von 180% vom Rübengewichte. Dies entspricht 44 k Dampf auf ein Hektoliter Saft, oder bei mittelmäßiger Kohle etwa 7 bis 8% Kohlenverbrauch (Jelinek).

Viertes Buch.

Gesammt-Dampfverbrauch.

Es sollen hier keine allgemeinen Angaben, weder über den wirklich beobachteten Dampfverbrauch, noch über die Ermittelungsarten desselben, sondern einige Beispiele angeführt werden, welche die Art, wie der Dampfverbrauch gefunden oder berechnet werden kann, zeigen und durch bestimmte Zahlen für den Einzelfall erläutern.

1. Beispiel (Jelinek). Der Speisewasserverbrauch der Dampfkessel wird der Maßstab sein, der benutzt werden soll um die Verdampfstationen und jene Werksvorrichtungen zu prüfen, die mit denselben zusammenhängen oder in Zusammenhang gebracht werden können.

Dampfverbrauch einer Zuckerfabrik, welche in der Stunde 100 Mtr.-Ctr. = 10000 k Rüben mittelst Diffusion auf Rohzucker verarbeitet.

a) Diffusion. Es werden nach vollzogener Diffusion Diffusionswässer abgelassen: 12000 k mit einer Wärme von 20° C. Dieses entspricht einer	Kalorien	
Wärmemenge von	240 000	
Ferner werden 8000 k 20° C. warme ausgelaugte Schnittlinge entleert . . .	160 000	
Zur Diffusion oder den Vorwärmern wird etwa 180% Saft vom Rübengewichte[1]), also 18000 k 30° C. warm abgedrückt	540 000	
Wärme-Verbrauch bei der Diffusion	940 000	
Dieses entspricht 1480 k Dampf;		Kilo Dampf
abgerundet		1500
Angenommen wurde, daß das Wasser mit 0° C. Durchschnittstemperatur in die Fabrik gelangt, und		

[1]) Oesterreichische Verhältnisse von 1886.

die in der Diffusionsbatterie bestehende und verbleibende Wärme nur einmal erzeugt wird. Das Diffusionswasser wurde durch direkt in das Wasser einströmenden Dampf erhitzt.

b) Erste Saturation. Zur 1. Saturation gelangen obige 18000 k Diffusionssaft, welche von 30° C. auf 90° zu erwärmen sind . . . . . Kalorien 1 080 000

Ferner bei Verwendung von 3% Kalk vom Rübengewichte und 15° B. dicker Kalkmilch 1840 k Kalkmilch zu erwärmen von 0° bis 90° C. 165 600

Summe . . . 1 245 600

Diese entsprechen rund gerechnet 2280

c) Zweite Saturation: Dünnsaft, Dicksaftfiltration,*) Safthebung mittelst Saftheber, Spodiumdämpfen.

Es sind zu erwärmen bei der zweiten Saturation und Filtration der sämmtliche gewonnene Dünnsaft . . Kilo 18000

Das Wasser aus der Kalkmilch, Kalkmilch, Kalk 1840—300 1540

Zusammen . . . 19540

Diese 19540 k Flüssigkeit sind um mindestens 25° C. nachzuwärmen. Dieses giebt . . . . . Kalorien 488 500

Ferner von etwa 12% vom Rübengewichte angewendeter Knochenkohle das zum Absüßen nöthige Wasser in 1½facher Menge, demnach 18% vom Rübengewichte . . . . . Kilo 1800

Zum Absüßen des Filterpressenschlammes, und zwar von 8% des Rübengewichtes Schlamm, der 70%

*) Für den Dicksaft ist keine Nachwärmung gerechnet, da er bei hohen Konzentrationsgraden stark nachbräunt und etwa 65° C. warm zur Filtration gelangt. Die spezifische Wärme desselben wurde vernachlässigt.

seines Gewichtes Wasser zum Absüßen benöthigt	560		
Zusammen . . .	2360		
Diese 2360 k Wasser sind von 0 bis 100° C. zu erwärmen		236 000	
Zusammen . . .		724 500	= 1360
Für die Schlammheber, Dünnsaftheber, Dicksaftheber und zum 2maligen Ausdämpfen von 12% Spodium sind nöthig 70 cbm Dampf mit einer Spannung von 2½ Atmosphären Ueberdruck. Abgerundet			140

d) Verdampfung. Bei der Diffusion wurden abgezogen 18000 k Saft mit einer Saccharometeranzeige von etwa 9% Ball. Diese sind auf 50% Ball. Dichtigkeit einzudampfen. Das zu verdampfende Wasser*)

$$W = 18000 \left(1 - \frac{9}{50}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 14760$$

Ferner das Wasser aus der Kalkmilch	1540
Das Absüßwasser von den Kohlenfiltern, welches in den Saft eingetreten ist	600
Das Absüßwasser des Filterpressenschlammes	500
Zusammen Uebertrag	17400

*) Zu raschen Umrechnungen der Dünnsäfte auf Dicksäfte, Füllmasse ꝛc. und umgekehrt empfiehlt Jelinek die Formeln $K_1 = \frac{K_2 S_2}{S_1}$; $S_2 = \frac{S_1 K_1}{K_2}$; $S_1 = \frac{K_2 S_2}{K_1}$; $K_2 = \frac{K_1 S_1}{S_2}$ und $W = K_1 \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)$

Hierbei bedeutet K_1 = Gewicht in Kilogrammen des leichteren Saftes,
S_1 = spezifisches Gewicht oder Saccharometeranz,
K_2 = Gewicht des dichteren Saftes oder der Füllmasse ꝛc.,
S_2 = spezifisches Gewicht oder Saccharometeranz der Füllmasse,
W = zu verdampfendes Wasser in Kilogrammen.

Wenn man dieſe 17400 k Waſſer des Zweikörpers verdampft, ſo benöthigt man $\frac{17400}{1.96}$ rund 9000

e) Fertigkochen im Vakuum. Zu verſtehen iſt das Verkochen auf Füllmaſſe und das Kochen der Nachprodukte. Da in der Melaſſe blos etwa $^3/_4\,\%$ Waſſer vom Rübengewichte zurückbleibt, ſo kann man rechnen, daß im Vakuum das übrige Waſſer, welches im Dickſafte enthalten blieb, verdampft werden muß.

Wir haben Dickſaft:

$18000 - 14760 = 3240$ k.

Es iſt demnach:

$W = 3240\,(1 - {}^{50}/_{100})$ zu verdampfen 1620

Hierzu noch das Waſſer im Vorlaufe der Dickſaftfilter und beim Abſüßen des Nachlaufes, bevor derſelbe in die Dünnſäfte geht, ſowie das Waſſer, welches beim Schleudern hinzukommt, mit 180

In Summe . . . 1800 k Waſſer

im Vakuum zu verdampfen. — Da dieſes im Einkörper geſchieht, ſo ſind hierzu nothwendig $\frac{1800}{0.9} =$ 2000

f) Dampfmaſchinen. Zum Betriebe derſelben ſind für eine Pferdekraft und eine Stunde zum mindeſten 30 k Dampf nothwendig, während man zur Verarbeitung von 10000 k Rüben in einer Stunde Dampfmaſchinen von etwa 150 Pferdekraft Stärke benöthigt. Demnach Dampfbedarf 4500

g) An Verluſten durch Wärmeſtrahlung und Kondenſation in den Dampfleitungen 520

Der ganze Dampfverbrauch in Summe . . . 21300

Dieſer ganze Dampf iſt jedoch nicht in den Dampfkeſſeln zu erzeugen, da zur Verdampfung der Rückdampf der Dampfmaſchinen verwendet wird im Gewichte von 4500

Verbleibt ſomit auf die Dampfkeſſel 16800

oder mit anderen Worten: es sind 168% vom Rübengewichte Dampf nöthig, welche 168% Speisewasser für die Dampfkessel entsprechen.

Bei einer mittleren Verdampfung von 6 Kilogramm Wasser für 1 Kilogramm Steinkohle giebt dieses einen Steinkohlenverbrauch von 27,8% vom Gewicht der Rüben.

Uebersicht des Dampfverbrauches in Prozenten der verarbeiteten Rübenmenge:

a) Zur Diffusion	15,0%
b) Zur Saturation	22,8 „
c) Zur 2. Saturation, Filtration und zum Saftheben	15,0 „
d) Verdampfung 90—45	45,0 „
e) Fertigkochen im Vakuum . . .	20,0 „
f) Dampfmaschinen	45,0 „
g) Verlust ꝛc.	5,2 „
In Summe . .	168,0%

Dies ist somit jener Dampf in Prozenten von der verarbeiteten Rübenmenge ausgedrückt, welcher in dem Dampfkessel erzeugt werden muß, da wir unter d bei der Verdampfung den Rückdampf der Dampfmaschinen in Rechnung gezogen haben.

Die Zusammenstellung giebt uns ein ziemlich genaues, den praktischen Betriebsresultaten*) entsprechendes Bild des Dampfverbrauchs. Es kann zugleich als Wegweiser bei Aufsuchung der möglichen Ersparungen dienen. Den Hauptfaktor bilden die 2 Rubriken d und e zusammen, nämlich die Verdampfung und das Fertigkochen, welche zusammen gehören und einen Dampfverbrauch von 65% vom Rübengewichte oder einen Verbrauch etwa 10,8% Steinkohle in sich begreifen. Es entsteht nun die Aufgabe, diesen Kohlenverbrauch, der in der Wirklichkeit stattfindet, auf ein Minimum herabzudrücken. —

Wenn wir zur Verdampfung der Dünnsäfte statt eines Zweikörpers einen Dreikörper verwenden, so stellt sich der Dampfverbrauch, da wir im Dreikörper 2,85 Kilo Wasser mit 1 Kilo Dampf verdampfen, auf

$\frac{17400}{2,85}$ = 6105 Kilo, d. h. . . . . 61,00% von der Rübe.

Hiervon ab Dampfmaschinen-Rückdampf . . 45,00 „

Verbrauch an Kesseldampf . . . . . 16,00% „ „ „

*) Wie oben bemerkt, auf österreichische Verhältnisse (1886) bezogen.

Es ergiebt sich somit durch den Dreikörper eine Ersparniß von 45 — 16 = 29 % vom Rübengewichte an Kesseldampf = 29 % Speisewasser oder etwa 5 % Steinkohle auf Rübengewicht berechnet, oder 20 % von der verbrauchten Kohlenmenge.

Nehmen wir einen Vierkörper zur Verdampfung, so benöthigen wir blos $\frac{17400}{3,79}$, abgerundet 4599 Kilo Dampf oder vom Rübengewichte . . . . . 45,9 %

Ziehen wir hiervon den Maschinenrückdampf ab mit . . . . 45 „

so sehen wir, daß so zu sagen kein Kesseldampf zur Dünnsaftverdampfung mehr nothwendig ist.

Die Ersparung beträgt ganze 45 % Speisewasser oder 7,5 % Kohle vom Rübengewichte oder 27 % vom Kohlenverbrauche.

Benützen wir einen Fünfkörper, so benöthigen wir

$\frac{17400}{4,72}$ = 3700 Kilo Dampf oder . . 37,1 % vom Rübengewichte.

Dampfmaschinenrückdampf vorhanden . . 45,0 %

bleibt Ueberschuß . . . . . 8,0 % Rückdampf,

welcher nicht mehr zur Dünnsaft-Verdampfung verwendet werden kann:

Diese 8 % Rückdampf kann man nun zum Fertigkochen des Zuckers im Vakuum oder zum Kochen der Nachprodukte im Zweikörper verwenden. Da 1 k Dampf im Zweikörper 1,96 k Wasser verdampft, so können wir mit den überschüssigen 8 % Rückdampf 15,68 % Wasser vom Rübengewichte im Vakuum verdampfen und wir benöthigen in diesem Falle nur noch 4,32 % Kesseldampfes, welcher sich jedoch wieder durch Fertigkochen im Zweikörper auf 2,3 % Dampfverbrauch herabsetzen läßt.*)

*) Es wird manchem Leser auffallen, daß wir beim Zweikörper so viel Kesseldampf brauchen, daß auch beim Dreikörper Kesseldampf in Verwendung kommt, und daß bei einem Vierkörper und Vakuum im Zweikörper noch 23 % Kesseldampfes nöthig sind, um den Zucker fertig zu kochen, während in vielen Fabriken sämmtlicher Dünnsaft ohne Anwendung (?) von Kesseldampf verkocht werden kann. Dies findet seine Erklärung in Folgendem:

1. Es wird in solchen Fabriken selten auf 50 % Balling im Verdampfapparte abgedampft und das Vakuum muß das Weitere besorgen.

2. Es gehen gewöhnlich die Retouren der Schlangen und Heizvorrichtungen, welche mit Kesseldampf geheizt werden, in den Rückdampfsammler entweder direkt oder durch das geschlossene Retourd'eau oder Automaten. Der ganze Ueberschuß vom Kesseldampf, der nicht kondensirt wurde, kommt somit dem Rückdampfe, in den er eintritt, zu Gute, desgleichen der Ueberschuß an Wärme der gespannten Rückwässer.

3. Es ist ein Minimalverbrauch von 30 k für eine Stunde und Pferdekraft bei den Dampfmaschinen angenommen, während die meisten Fabriken in der Regel

Es würde demnach im letzten Fall der Verbrauch einer Fabrik an Kesseldampf wie folgt ausfallen:

a)	Diffusion unverändert	15,0 %
b)	Saturation „	22,8 „
c)	2. Sat., Filtration unverändert . . .	15,0 „
d)	Dünnsaftverdampfung	0,0 „
e)	Fertigkochen	2,3 „
f)	Dampfmaschine	45,0 „
g)	Verlust etc.	5,2 „
	In Summe	105,3 % Dampf

oder 105,3 % Speisewasser oder $\frac{105,3}{6} = 17,6$ % Steinkohle.

Dieses giebt eine Steinkohlen-Ersparniß von 10 % des verarbeiteten Rübengewichtes oder nahezu 40 % von der bis jetzt verwendeten Kohle.

Diese Ersparniß ist möglich bei mangelhaftem Dampfkesselhause und mittelmäßiger Kohle. Erhöhen wir gleichzeitig die Verdampfungsfähigkeit der verbrannten Kohle auf 7,5 k Wasser statt 6 k, wie wir gerechnet haben, so erhalten wir einen

Kohlenverbrauch von $\frac{105,6}{7,5} = 14$ % vom Gewichte der Rübe, und zwar nicht blos auf dem Papiere, sondern auch in der Wirklichkeit.

Hiermit ist jedoch kein Rezept gegeben und noch nicht entschieden, daß eine derartige Anordnung einer Verdampfstation auch den End-Abschluß einer Zuckerfabrik in dem Maße und in der Richtung beeinflußt wie die Kohlenbilanz.

---

40 und noch mehr Kilo Dampf benöthigen, je nach dem jene mehr oder weniger ökonomisch arbeiten, oder je nach dem Rückdruck, den man den Dampfmaschinen giebt. Letzteres ist ein Mehrverbrauch von Kesseldampf, der durch den Dampfzilinder und somit nicht durch das direkte Dampfventil beim Vakuumapparate oder Verdampfapparate geht.

Auf das Endresultat der Rechnung hat dieses jedoch keinen Einfluß, so lange der Maschinendampf vollständig zur Verdampfung verwendet werden kann, wie aus Folgendem zu sehen ist:

a)	Diffusion	15,0 %
b)	1. Saturation	22,8 „
c)	2. Saturation, Filtration ꝛc.	15,0 „
d)	Verdampfung 90 — 60	30,0 „
e)	Fertigkochen	20,0 „
f)	Dampfmaschine, wenn wir 40 Kilo für eine Pferdekraft und Stunde rechnen . .	60,0 „
g)	Verluste und Heizung	5,2 „
	In ganzer Summe wie früher . .	168,0 %

(Zelinek)

Von dem Preiſe der Kohle und von der Vermehrung des zu verzinſenden und abzuſchreibenden Kapitales hängt es nun ab, für was ſich der Zuckerfabrikant zu entſcheiden hat, damit er nicht das, was er an Kohlen erſpart, für Maſchinen und Dampfkeſſel auszugeben gezwungen iſt.

Wir haben aus dem Vorhergehenden geſehen, welch große Vortheile eine mehrfache Ausnützung der Wärme des Dampfes uns bietet. Wir haben einen Weg gefunden, der uns zum erwünſchten Ziele der Kohlenerſparniß führt. Verſuchen wir es, noch andere Wege einzuſchlagen, die dasſelbe Ziel verfolgen, jedoch ihre Richtung ändern, um zu ſehen, ob ihnen zu folgen möglich iſt und ob wir dadurch einen Vortheil erringen.

Wir bleiben bei unſerem Beiſpiele von 10000 Kilogramm Rüben ſtündlicher Verarbeitung als Grundlage der weiteren Betrachtungen:

a) Diffuſion. Zur Diffuſion von 10000 Kilogramm Rübe benöthigen wir, wie wir oben geſehen haben, etwa 940 000 Kalorien oder 1500 Kilogramm Dampf, um die Rübenſchnitte und das Diffuſionswaſſer, welches in der Batterie, wie wir früher angenommen haben, mit 0° C. rechnungsmäßig eintritt, zu erwärmen. Wenn wir das Diffuſionswaſſer ſtatt aus dem Brunnen oder aus dem Fluſſe von der Kondenſation der Verdampfapparate nehmen, das Kondenſationswaſſer während der Kondenſation ſo reguliren, daß dieſelbe unter 30° C. erfolgt, welches auch die ökonomiſch günſtigſte Temperatur iſt, wenn das Kochen im letzten Körper bei 60° C. erfolgen ſoll, und dieſes Kondenſationswaſſer als Diffuſionswaſſer verwenden, ſo wird es noch mit wenigſtens 20° C. in die Diffuſionsbatterie eintreten können. Laſſen wir dasſelbe jedoch vor dem Eintritte in die Batterie durch einen Wärmekörper, welcher vom dritten Körper eines Dreikörpers geheizt wird, gehen, ſo wird das Waſſer ſehr leicht einen Temperaturgrad von 35° C. erreichen und wir haben für die Diffuſion 980 000 Kalorien eingeführt, d. i. ebenſoviel Wärme als in den Diffuſionsprodukten nachweisbar iſt. Wir haben blos jene Wärme zu ſchaffen, welche durch die Abkühlung der Oberflächen der Diffuſion verloren geht, ſowie die Anfangswärme, welche zuſammen beſtimmt nicht 33% von der Geſammtwärme ſein werden.

Wir erſparen demnach wenigſtens $^2/_3$ der Geſammtwärme, d. i. etwa 600 000 W. E. oder etwa 1000 Kilo Dampf und es verbleibt uns noch 500 Kilo oder 5% Dampf vom Rübengewichte zu beſchaffen. Die Oberfläche des hierzu nöthigen Wärmekörpers berechnet ſich wie folgt: Zu erwärmen 28000 Kilo Waſſer von 20 auf 35° C. Der Heizdampf iſt 60° C., der Transmiſſionskoeffizient iſt erfahrungsgemäß etwa 5.

Verbraucht werden $28000 \times 15 = 420\,000$ W. E. in der Stunde oder 7000 W. E. in der Minute.

$$F = \frac{7000}{5\left(60 - \left(20 + \frac{15}{2}\right)\right)} = 43 \text{ qm}$$

Sehr praktisch ist hier ein Gegenstromkörper anzuwenden, in einer ähnlichen Konstruktion wie die Gegenstromkühler sind. Derselbe ist zum Reinigen der Rohre leicht zugänglich und versagt somit seinen Dienst nie. Man kann dann auch sicher sein, den gewünschten Wärmegrad zu erreichen, indem sowohl die Strömung des Dampfes, als auch die Strömung des Wassers nach richtigem Prinzipe erfolgt.

b) Saturation. Wir haben bei der Saturation angenommen, daß 18000 Kilo Saft mit 30° C. von der Diffussion kommen und bei der Saturation auf 90° C. aufgewärmt werden sollen, so wie weitere 1840 Kilo Kalkmilch von 0° auf 90° C. zu erwärmen sind.

Diese 18000 Kilo Saft kann man ebenfalls mittelst eines Gegenstromwärmkörpers und der Brüden des dritten Körpers um wenigstens 20° C. erwärmen, ehe sie in die Saturation eintreten. Dieses giebt uns eine Wärmemenge von 360 000 Kalorien = 670 Kilo Dampf oder 6,70% Dampfersparniß vom Rübengewichte. — Die Größe eines gewöhnlichen Kalorisators würde bei einem Transmissionskoeffizienten von 4 sein:

$$F = \frac{6000}{4\left(60 - \left(30 + \frac{20}{2}\right)\right)} = 75 \text{ qm}$$

Es fragt sich nun, ob wir auch die genügende Anzahl Kalorien latenter Wärme zur Verfügung haben.

Aus dem Früheren haben wir gesehen, daß im Verdampfapparate 17400 Kilo Wasser zur Verdampfung gelangen. Ein Dreikörper wird demnach im dritten Körper $\frac{17400}{3} = 5800$ Kilo Wasser zu verdampfen haben, und somit auch = 5800 Kilo 60grädigen Dampf liefern, welcher 564 W. E. auf 1 k Dampf latente Wärme abgiebt. Dieses $5800 \times 564 = 3{,}271{,}200$ W. E., während wir im Ganzen für Diffusionswasser und Saturationssaft blos 420,000 + 360,000 = 780,000 W. E., d. i. kaum 25% von obiger Summe benöthigen.

Desgleichen läßt bei

c) der zweiten Saturation und Filtration durch Verwendung des Kondensationswassers und Aufwärmung desselben mittelst Brüden für die

Zwecke der Abſüßung der Filter und des Filterſchlammes am Keſſeldampf ſparen, und zwar beträgt dieſe Erſparniß $^1/_3$ der früher angeführten Dampfmenge, nämlich $^{15}/_3 = 5\%$. Es bleibt demnach nun noch ein Bedarf an 10% Keſſeldampf ſtatt 15%.

d) Die Verdampfung und,

e) das Fertigkochen im Vakuum.

Dieſe zwei Stationen kann man füglich in eine Station vereinigen, u. z. derart, daß man mittelſt eines Dreikörpers die Säfte bis 50% Ball. verdampft und mittelſt desſelben Dreikörpers die filtrirten Säfte bis 63% Ball. verkocht und dann erſt im Vakuum fertig kocht. Wir hätten ſomit einen Dreikörper, deſſen dritter Körper in zwei Körper zu theilen wäre. Und zwar in einen größeren und einen kleineren. In dem größeren Körper würde man die Säfte bis zu 50% Ball. verdampfen, zur Filtration ſenden und dann nach der Filtration in dem kleineren Körper die filtrirten Säfte, für das Vakuum, bis zu einer Konzentration von etwa 63% Ball. verkochen.

Der Dampfbedarf wäre in dieſem Falle folgender:

Zu verdampfen ſind 18000 k Saft von 9 auf 50% Ball. =	14760 k	Waſſer
das Waſſer aus der Kalkmilch, und Abſüßwaſſer	2640 „	„
das Waſſer aus 3240 Dickſaft zu 50% auf 63% = 3240 (1 — $^{50}/_{63}$ =	668 „	„
Das Abſüßwaſſer der Dickſaftfilter iſt	180 „	„
In Summe	18248 k	Waſſer.

Dieſes Waſſer kann im Dreikörper verdampft werden, daher zur Verdampfung deſſelben

$\frac{18248}{2{,}85}$ = 6403 Dampf nöthig oder . . . . 64% v. Rübengew.

Wir haben zur Verfügung Rückdampf von den Dampfmaſchinen . . . . . 45% „ „

Demnach für den Dreikörper noch nöthig Keſſeldampf . . . . . 19% v. Rübengew.

In das Vakuum gelangen zum Verkochen auf fertige Waare 3240 — 668 = 2572 Dickſaft auf 63% Ball., aus welchem noch 2572 (1 — $^{63}/_{100}$) = 951 Waſſer zu verdampfen iſt.

Dieſe 951 k Waſſer benöthigen zu ihrer Verdampfung abgerundet etwa 1000 k Dampf oder 10% vom Rübengewichte.

In Summe würde man also benöthigen:

a) zur Diffusion	5,0 %	Dampf v. Rübengew.
b) zur Saturation	16,0 „	„ „ „
c) zur 2. Saturation, Filtration ꝛc.	10,0 „	„ „ „
d) zur Verdampfung	19,0 „	„ „ „
e) zum Fertigkochen	10,0 „	„ „ „
f) Dampfmaschinen	45,0 „	„ „ „
g) Verlust ꝛc.	5,2 „	„ „ „
an Dampf Gesammtverbrauch	110,2 %	Dampf v. Rübengew.

oder 110,2 % Speisewasser für den Dampfkessel; bei 6facher Verdampfung der Kohle $= \frac{110,2}{6} = 18,33$ k Kohle für 100 k Rübe oder 10 % Kohle für 1 Hektoliter Saft.

Derartiger Kombinationen der Wärmebenutzung sind sehr viele möglich; im Folgenden sind einige Zusammenstellungen gegeben, aus denen sich ein Jeder diejenige wählen kann, die für seine Verhältnisse am besten paßt.

1. Mehrfache Abdampfung ohne Verwerthung der zur Kondensation gehenden Brüden der letzten Verdampfkörper.

A. Expansionsdampfmaschinen mit Kondensation. Dampfverbrauch für eine Stunde und Pferdekraft 16 Kilogramm.

Es wird verdampft mit	Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfmaschinen [1]	24·0	24·0	24·0	24·0	[1]) Bei diesen Tabellen ist eine Verarbeitung von 10000 k Rüben und ein Saftabzug von 180 % vom Rübengewichte (siehe Anm. S. 165) zu Grunde gelegt. Verdampfung getheilt. Von 9—50 % Ball. vor der Filtration, dann filtrirt und in den letzten Körp. bei 63 % Ball. verdampft, d. unmittelbar d. Vakuum überzugeben.
Verdampfung	93·0	64·0	48·0	38·0	
Vakuum	10·0	10·0	10·0	10·0	
Diffusion	15·0	15·0	15·0	15·0	
Saturation	22·8	22·8	22·8	22·8	
2. Sat., Filtration ꝛc.	15·0	15·0	15·0	15·0	
Verlust ꝛc.	5·2	5·2	5·2	5·2	
Summe	185·0	156·0	140·0	130·0	

Dampfverbrauch in Prozenten der verarb. Rübenmenge

Den Rückdampf-Ueberschuß, den wir bei der Saturation in Abrechnung brachten, konnten wir bei jeder der anderen Stationen, die Dampf benöthigen, in Abrechnung bringen.

B. Hochdruckmaschinen. Dampfverbrauch für eine Pferdekraft und Stunde 30 Kilogramm. Ohne gespannten Rückdampf.

Es wird verdampft mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen	45·0	45·0	45·0	45·0	[1]) Nachdem der Rückdampf der Dampfmaschinen in Abzug gebracht wurde. [2]) Ist bereits Rückdampfüberschuß von 7%. Derselbe wird beim Vakuum verwendet und in Abzug gebracht.
	Verdampfung [1])	48·0	19·0	3·0	0·0[2])	
	Vakuum	10·0	10·0	10·0	3·0	
	Diffusion	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Saturation	22·8	22·8	22·8	22·8	
	2. Sat., Filtration ꝛc.	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Verlust ꝛc.	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe	161·0	132·0	116·0	106·0	

C. Hochdruckdampfmaschinen mit $^1/_2$ Atmosphäre Ueberdruck Spannung des Rückdampfes, demnach ein Dampfverbrauch von 35 k für eine Pferdekraft und Stunde.

Es wird verdampft mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen	52·5	52·5	52·5	60·0	[1]) Nach Abzug des Rückdampfes. [2]) 4·5% Ueberschuß. Wird zum Vakuum verwendet und kommt dort in Abschlag. [3]) 14·5% Ueberschuß. Wird in Abzug gebracht mit 10% beim Vakuum und mit 4·5% bei der Saturation, wo derselbe zur Verwendung gelangt.
	Verdampfung [1])	40·5	11·5	—[3])	—[3])	
	Vakuum	10·0	10·0	5·5	—	
	Diffusion	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Saturation	22·8	22·8	22·8	18·3	
	2. Sat., Filtration ꝛc.	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Verlust ꝛc.	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe	161·0	132·0	116·0	106·0	

Aus den Tabellen B, C und D ersehen wir, daß es sich gleich bleibt, ob wir bei den Dampfmaschinen mehr oder weniger Dampf in Verwendung nehmen, da wir den Mehrverbrauch an Dampf durch Verwendung des Rückdampfes ausgleichen. Dieses hat jedoch nur in solange seine Richtigkeit,

als wir Verwendung für den Rückdampf haben. Sobald dieses nicht der Fall ist, treten Verluste ein, wie wir in den folgenden Tabellen sehen werden.

Auf den „Verlust" ist keine weitere Rücksicht genommen. Es ist selbstverständlich, daß derselbe in dem Maße wächst, als man mehr Dampf für die Dampfmaschinen in Verwendung nimmt.

D. Hochdruckdampfmaschinen. Dampfverbrauch 30 + 10 k wegen der Spannung von 1 Atm. Ueberdruck des Rückdampfes = 40 k für eine Stunde und Pferdekraft.

Es wird verdampft mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen	60·0	60·0	60·0	60·0	[1]) Nach Abzug des Rückdampfes. [2]) 12% Ueberschuß an Rückdampf, der mit 10% beim Vakuum, mit 2% bei der Saturation in Abrechnung gebracht wird. [3]) 22% Rückdampfüberschuß, zu verwerthen 10% durch das Vakuum 12% durch die Saturation.
	Verdampfung [1])	33·0	4·0	—[3])	—[3])	
	Vakuum	10·0	10·0	—	—	
	Diffusion	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Saturation	22·8	22·8	20·8	10·8	
	2. Sat., Filtration ꝛc.	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Verlust ꝛc.	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe	161·0	132·0	116·0	106·0	

2. Mehrfache Abdampfung mit Verwerthung der Wärme der Brüden aus den letzten Körpern des Verdampfapparates durch Anwärmung des Diffusionswassers und der Diffusionssäfte, welche zur Saturation gehen, mittelst Gegenstromwärmkörpern.

A. [1]) Expansionsdampfmaschinen mit Kondensation. Dampfverbrauch 16 Kilo.

Verdampft wird mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten von der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen	24·0	24·0	24·0	24·0	[1]) Die Zusammenstellung B. für eine Dampfmaschine mit 40 k Dampfverbrauch ohne Rückdruck sind weggelassen, da die Endresultate dieselben sind wie bei der folgenden Tabelle C.
	Verdampfung	93·0	64·0	48·0	38·0	
	Vakuum	10·0	10·0	10·0	10·0	
	Diffusion	5·0	5·2	5·0	5·0	
	Saturation	9·2	9·2	9·2	9·2	
	2. Sat., Filtration ꝛc.	10·0	10·0	10·0	10·0	
	Verlust ꝛc.	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe	156·4	127·4	111·4	101·4	

B. Hochdruckmaschinen. Dampfverbrauch für eine Pferdekraft und Stunde 30 Kilogramm. Ohne gespannten Rückdampf.

Es wird verdampft mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen .	45·0	45·0	45·0	45·0	[1]) Nachdem der Rückdampf der Dampfmaschinen in Abzug gebracht wurde. [2]) Ist bereits Rückdampfüberschuß von 7%. Derselbe wird beim Vakuum verwendet und in Abzug gebracht.
	Verdampfung [1]) . .	48·0	19·0	3·0	0·0[2])	
	Vakuum	10·0	10·0	10·0	3·0	
	Diffusion	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Saturation . . .	22·8	22·8	22·8	22·8	
	2. Sat., Filtration ꝛc.	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Verlust ꝛc. . . .	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe . .	161·0	132·0	116·0	106·0	

C. Hochdruckdampfmaschinen mit $^1/_2$ Atmosphäre Ueberdruck Spannung des Rückdampfes, demnach ein Dampfverbrauch von 35 k für eine Pferdekraft und Stunde.

Es wird verdampft mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen .	52·5	52·5	52·5	60·0	[1]) Nach Abzug des Rückdampfes. [2]) 4·5% Ueberschuß. Wird zum Vakuum verwendet und kommt dort in Abschlag. [3]) 14·5% Ueberschuß. Wird in Abzug gebracht mit 10% beim Vakuum und mit 4·5% bei der Saturation, wo derselbe zur Verwendung gelangt.
	Verdampfung [1]) . .	40·5	11·5	—[2])	—[3])	
	Vakuum	10·0	10·0	5·5	—	
	Diffusion	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Saturation . . .	22·8	22·8	22·8	18·3	
	2. Sat., Filtration ꝛc.	15·0	15·0	15·0	15·0	
	Verlust ꝛc. . . .	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe . .	161·0	132·0	116·0	106·0	

Aus den Tabellen B, C und D ersehen wir, daß es sich gleich bleibt, ob wir bei den Dampfmaschinen mehr oder weniger Dampf in Verwendung nehmen, da wir den Mehrverbrauch an Dampf durch Verwendung des Rückdampfes ausgleichen. Dieses hat jedoch nur in solange seine Richtigkeit,

Wenn auch diese Tabellen nicht auf absolute mathematische Genauigkeit Anspruch machen können, so kommen dieselben doch der Wirklichkeit so nahe, daß man sie für unseren Zweck mit aller Zuverlässigkeit brauchen kann. Sie geben uns ein richtiges Bild der Dampfökonomie einer Zuckerfabrik nach verschiedenen Richtungen.

2. Beispiel. (Pauly.) Die folgende Berechnung[1]) bezweckt namentlich den nach Einführung des Pauly'schen Systems erzielten Dampfverbrauch gegenüber der früheren Arbeit: Direkte Anwärmung aller Saftstationen und Kochen im Vakuum mit direktem Kesseldampf, festzustellen. Als Grundlage der Berechnung diene die durch die Praxis bestätigte Annahme, daß für 100 k Rüben 140 Liter Rohsaft abgezogen werden, die durch Zusetzen von Aetzkalk, Zuckerkalk, durch das Absüßwasser der Schlammpressen und der Filtration auf 180 Liter Saft von 11% Br. durchschnittlicher Dichte vermehrt werden. Diese 180 Liter Dünnsaft werden im Verdampfapparat-System auf 42 k Dicksaft von 45° Br. = 1,233 spez. Gewicht eingedampft. Es sind hiernach $180 \cdot \frac{45 - 11}{45} = 136$ Liter Wasser zu verdampfen.

Berechnung der Dampfmenge für die Zuckerfabrik Mühlberg a. d. Elbe
bei einer täglichen Verarbeitung von 6000 Zoll-Zentner Rüben
und 600 Zentner Melasse.

A. Betrieb der Fabrik mit direktem Kesseldampf von 4 Atmosphären Ueberdruck, ohne Einschaltung des Saftdampfverfahrens, und Verdampfung im Dreikörper-Apparat.

Es sind nach den angestellten Messungen erforderlich an Dampf:

1. In der Diffusion . . . . . 7,38 k
2. Im I. Rohsaftvorwärmer (berechnet) . . . . . 10,46 „
3. Im II. Rohsaftvorwärmer . . . . . 4,94 „
4. II. Saturation.

Anzuwärmen sind: 180 Liter Saft von 85° C. auf 100° C., mithin um 15° C. Die Anwärmung erfolgt mit Kesseldampf von etwa 150° C. Temperatur, dem eine latente Wärme von

$$\varrho = 607 - 0{,}7 \cdot 150 + 50 = 552 \text{ W. E.}$$

entspricht. Für 100 k Rüben sind daher erforderlich $\frac{180 \cdot 15}{552} =$ 4,9 k Dampf.

[1]) Zeitschrift des Vereins für Rübenzuckerindustrie. 1889. S. 240.

C. Hochdruckdampfmaschinen. Dampfverbrauch 40 k + 7 k für den $^1/_2$ Atmosphäre Ueberdruck gespannten Rückdampf.

Verdampft wird mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten von der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen	70·0	70·0	70·0	70·0	[1]) Nach Abzug des Rückdampfes.
	Verdampfung [1])	23·0	—[2])	—[3])	—[4])	[2]) 6% Ueberschuß von Rückdampf wird beim Vakuum abgezogen.
	Vakuum	10·0	4·0	—	—	[3]) 22% Ueberschuß von Rückdampf, wird beim Vakuum 10% und 12% beliebig vertheilt, in Summe am Schlusse abgezogen.
	Diffusion	5·0	5·0	5·0	5·0	[4]) 32% Ueberschuß von Rückdampf. Kommen 10% in Abzug beim Vakuum und 22% von der Hauptsumme wegen beliebiger Vertheilung.
	Saturation	9·2	9.2	9·2	9·2	
	2. Sat., Filtration ꝛc.	10·0	10·0	10·0	10·0	
	Verlust	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe	132·4	103·4	99·4	99·4	
	obige Ersparniß abgezogen			12·0	22·0	
	Wirklicher Dampfverbrauch	132·4	103·4	87.4	77.4	

D. Hochdruckdampfmaschinen. Dampfverbrauch direkt 40 Kilo und 13 Kilo zur Ueberwindung des Rückdruckes von 1 Atm. Ueberdruck des gespannten Rückdampfes.

Verdampft wird mit		Zweikörper	Dreikörper	Vierkörper	Fünfkörper	Bemerkungen
Dampfverbrauch in Prozenten von der verarb. Rübenmenge	Dampfmaschinen	79·0	79·0	79·0	79·0	[1]) Nach Abzug des Rückdampfes.
	Verdampfung [1])	14·0	—[2])	—[3])	—[4])	[2]) 15% Ueberschuß an Rückdampf; 10% vom Vakuum abzuziehen, 5% von der Summe.
	Vakuum	10·0	—	—	—	[3]) 31% Ueberschuß an Rückdampf; 10% vom Vakuum und 21% von der Summe abzuziehen.
	Diffusion	5·0	5·0	5·0	5·0	[4]) 41% Ueberschuß. 10% vom Vakuum und 31% von der Summe abzuziehen.
	Saturation	9.2	9·2	9·2	9·2	[5]) In diesem Falle ist somit die Spannung des Rückdampfes auf eine Atmosphäre Ueberdruck nicht gestattet, indem dieses zu direkten Verlusten führt.
	2. Sat. u. Filtrat. ꝛc.	10·0	10·0	10.0	10·0	
	Verlust	5·2	5·2	5·2	5·2	
	Summe	132·4	108·4	108·4	108·4	
	ab obige Ersparniß		5·0	21·0	31·0	
	Verbleibt	132·4	103·4	87·4	77·4	
	Hierzu nicht verbrauchter Rückdampf, der gezwungen ist, zum Dache herauszugehen				[5]) 1·6	
	Wirklicher Verbrauch	132·4	103·4	87·4	79·0	

Wenn auch diese Tabellen nicht auf absolute mathemathische Genauigkeit Anspruch machen können, so kommen dieselben doch der Wirklichkeit so nahe, daß man sie für unseren Zweck mit aller Zuverlässigkeit brauchen kann. Sie geben uns ein richtiges Bild der Dampfökonomie einer Zuckerfabrik nach verschiedenen Richtungen.

2. Beispiel. (Pauly.) Die folgende Berechnung[1]) bezweckt namentlich den nach Einführung des Pauly'schen Systems erzielten Dampfverbrauch gegenüber der früheren Arbeit: Direkte Anwärmung aller Saftstationen und Kochen im Vakuum mit direktem Kesseldampf, festzustellen. Als Grundlage der Berechnung diene die durch die Praxis bestätigte Annahme, daß für 100 k Rüben 140 Liter Rohsaft abgezogen werden, die durch Zusetzen von Aetzkalk, Zuckerkalk, durch das Absüßwasser der Schlammpressen und der Filtration auf 180 Liter Saft von 11 % Br. durchschnittlicher Dichte vermehrt werden. Diese 180 Liter Dünnsaft werden im Verdampfapparat-System auf 42 k Dicksaft von 45° Br. = 1,233 spez. Gewicht eingedampft. Es sind hiernach $180 \cdot \frac{45 - 11}{45} = 136$ Liter Wasser zu verdampfen.

Berechnung der Dampfmenge für die Zuckerfabrik Mühlberg a. d. Elbe bei einer täglichen Verarbeitung von 6000 Zoll-Zentner Rüben und 600 Zentner Melasse.

A. Betrieb der Fabrik mit direktem Kesseldampf von 4 Atmosphären Ueberdruck, ohne Einschaltung des Saftdampfverfahrens, und Verdampfung im Dreikörper-Apparat.

Es sind nach den angestellten Messungen erforderlich an Dampf:

1. In der Diffusion . . . . . 7,38 k
2. Im I. Rohsaftvorwärmer (berechnet) . . . . . 10,46 „
3. Im II. Rohsaftvorwärmer . . . . . 4,94 „
4. II. Saturation.

Anzuwärmen sind: 180 Liter Saft von 85° C. auf 100° C., mithin um 15° C. Die Anwärmung erfolgt mit Kesseldampf von etwa 150° C. Temperatur, dem eine latente Wärme von

$$\varrho = 607 - 0{,}7 \cdot 150 + 50 = 552 \text{ W. E.}$$

entspricht. Für 100 k Rüben sind daher erforderlich $\frac{180 \cdot 15}{552} =$ 4,9 k Dampf.

[1]) Zeitschrift des Vereins für Rübenzuckerindustrie. 1889. S. 240.

5. Die Filtration und das Kohlenhaus erfordern 12,28 k*) Dampf.
6. Im Verdampfapparate sind abzudampfen für 100 k Rüben 136 Liter Wasser.

Die Temperatur des Heizdampfes beträgt . . . . . 103° C.,
die des I. Körpers . . . . . 95° „
die des II. Körpers . . . . . 80° „
die des III. Körpers . . . . . 60° „

Bezeichnet

t_0 die Temperatur des einströmenden Saftes,
t_1 die Temperatur des Saftes im Verdampfkörper,
t_2 die Temperatur des Heizdampfes,
ϱ die Wärmemenge, welche der Heizdampf an die Heizfläche abgiebt,
λ die Wärmemenge, welche 1 k Wasser von t_0 Grad in Dampf von t_1 Grad verwandelt,

so ergiebt sich für die einzelnen Körper:

I. Verdampfkörper:

Temperatur des eintretenden Saftes . . . . . 80° C.
Temperatur des kochenden Saftes . . . . . 95° „
Heizdampf . . . . . 103° „

$\varrho = 607 - 0{,}7 \cdot 103 = 534{,}9$ W. E.

$\lambda = 607 + 0{,}3 \cdot 95 - 80 = 555{,}5$ W. E.

$$\frac{\varrho}{\lambda} = \frac{534{,}9}{555{,}5} = 0{,}963 \text{ k.}$$

1 k Heizdampf erzeugt im I. Körper 0,963 k Saftdampf.

In gleicher Weise berechnet, ergiebt sich für den

II. Verdampfkörper $\frac{\varrho}{\lambda} = 1{,}008$ k und für den

III. Verdampfkörper $\frac{\varrho}{\lambda} = 1{,}011$ k.

Hieraus folgt:

1 k Heizdampf des I. Körpers erzeugt
0,962 k Saftdampf im I. Körper,
0,971 „ „ „ II. „
0,982 „ „ „ III. „
i. Sa. 2,915 k

Zur Verdampfung obiger 136 Liter Wasser gehören demnach

$$\frac{136}{2{,}915} = 46{,}6 \text{ k Dampf von } 103° \text{ C.}$$

*) Aus dem Unterschiede bestimmt.

7. Das Vakuum hat 42 Liter Dicksaft von 45° Br. zu Füllmasse von 6% Wassergehalt einzukochen, ebenso die Nachprodukte. Hierzu sind nach vorgenommenen Messungen 23 k Dampf für 100 k Rüben erforderlich. Es beläuft sich daher der Dampfverbrauch auf

Diffusion	7,38 k,
1. Rohsaftvorwärmer	10,46 „
2. „	4,94 „
II. Saturation	4,90 „
Filtration und Kohlenhaus	12,28 „
Verdampfapparate	46,60 „
Vakuum	23,00 „
i. Sa.	109,56 k.

Mithin werden ohne Einschaltung des Saftdampferzeugers für 100 k Rüben 109,56 k Heizdampf zum Kochen und Anwärmen der Säfte verbraucht.

B. Betrieb der Fabrik mit Saftdampf von 1 Atmosphäre Spannung und Vorwärmung des Rohsaftes durch den II. Verdampfkörper.

Nach den oben angeführten Zahlen werden im Saftdampfapparat für 100 k Rüben 52,5 k Wasser aus dem Dünnsafte verdampft, es verbleiben demnach für die Verdampfapparate noch 136 — 52,5 = 83,5 Liter Wasser zu verdampfen. Der zwischen dem II. und III. Körper eingeschaltete Rohsaftvorwärmer bringt den Saft von 100 k Rüben von 25° auf 65° C.; hierzu sind erforderlich 40 × 140 = 5600 W. E. Der Heizdampf des II. Körpers hat 551,0 W. E., wenn er sich auf 80° C. kondensirt. Die Vorwärmung des Rohsaftes erfordert somit

$$\frac{5600}{551} = 10{,}16 \text{ k Saftdampf des II. Körpers.}$$

10,16 k Saftdampf des II. Körpers erfordern zu ihrer Erzeugung 10,16 . 1,03 = 10,46 k Heizdampf des I. Körpers.

Die 10,46 k den Kesseln entnommener Dampf verdampfen bis zu ihrer Kondensation mit zweifacher Wirkung:

$$10{,}46 \times (0{,}962 + 0{,}971) = 10{,}46 \times 1{,}933 =$$
$$20{,}23 \text{ k Saftwasser}$$

für 100 k Rüben. Es bleiben demnach mit dreifacher Wirkung zu verdampfen:

$$83{,}5 - 20{,}2 = 63{,}3 \text{ k Saftwasser.}$$

1 k Heizdampf des I. Körpers verdampft bei dreifacher Wirkung:

$$0{,}963 - 0{,}971 + 0{,}982 = 2{,}916 \text{ k Saftwasser.}$$

Die Verdampfung obiger 63,3 k Wasser gebraucht also bei dreifacher Wirkung:

$$\frac{63{,}3}{2{,}916} = 21{,}6 \text{ k Heizdampf.}$$

Der Dampfverbrauch an Kesseldampf stellt sich somit folgendermaßen:

Saftdampferzeuger (siehe oben)	53,90 k,
Verdampfapparat (10,46 + 21,6)	32,06 „
i. Sa.	85,96 k.

Es sind somit 23,6 k Dampf gegen früher erspart worden = 21,5% von 100 k Dampf. Zieht man noch in Erwägung, daß nach Einrichtung des Saftkochers die Temperatur des Speisewassers 95° C. gegen früher 45° C. warm ist, so ergiebt sich

$$109{,}6 \times 45 = 4932 \text{ W. E.}$$
$$85{,}96 \times 95 = 8166 \text{ „}$$

Mithin ein Gewinn von 3234 W. E. für 100 k Rüben. Diese sind gleichwerthig mit $\frac{3234}{600} = 5{,}39$ k Dampf. (Jelinek.[1])

Hierdurch würde sich die Ersparniß auf 25,2% des Heizdampfes erhöhen, was einer Kohlenersparniß in gleicher Höhe entspricht. Thatsächlich hat die Praxis durch die erzielte Kohlenersparniß die obige Berechnung im vollsten Umfange bestätigt. In der Zuckerfabrik Mühlberg betrug im Jahre 1886/87 der Kohlenverbrauch für 1 Zentner Rüben 16 Pfg. In der Campagne 1887/88 12 Pfg., und wird der gleiche Betrag auch für die Campagne 1888/89 nicht überschritten werden.

3. Beispiel. (Weinlig). R. Weinlig veröffentlichte[2]) im Auftrage der betreffenden Kommission die Ergebnisse der im Herbste 1876 vom Magdeburger Verein für Dampfkesselbetrieb ausgeführten Untersuchungen über Dampferzeugung und Dampfverwendung in 12 Zuckerfabriken.

Aus dieser nach allen Seiten lehrreichen, klaren und dankenswerthen Arbeit lassen wir hier nur die letzte Tabelle (S. 184 und 185) folgen.

Ueber den Werth der genügenden Heizflächen bei einer bestimmten Dampfproduktion giebt die Tabelle hinreichenden Aufschluß.

---

[1]) Jelinek, Verdampfapparate und Verdampfstationen. Prag 1886.

[2]) Sechstes Heft der „Technischen und gewerblichen Mittheilungen des Magdeburger Vereins für Dampfkesselbetrieb", Jahrgang 1877. Auch als Beilage zu der Zeitschrift des Vereins für Rübenzucker-Industrie des deutschen Reiches. (Mit sechs Tafeln-Abbildungen und sechs Uebersichtstabellen). Jahresbericht für Zuckerfabrikation 1878 S. 57 (Auszug).

4. Beispiel[1]). (Th. Becker.)

Wieviel Dampf ist erforderlich zur Verarbeitung von 1 Zentner Rüben?

Während der beiden im Folgenden beschriebenen Versuche war der Betrieb im vollen regelmäßigen Gange, es wurde auf Rohzucker gearbeitet, 6 Osmoseapparate waren in Thätigkeit. Der Dampfverbrauch wurde bestimmt durch die Menge des gespeisten Wassers, und von demselben abgezogen die Menge, welche nach Ausweis der Wasserstände beim Schluß der Versuche in den Kesseln mehr vorhanden war, als beim Anfang. Es wurde gespeist mit zwei an der Betriebsmaschine auf deren beiden Balancierseiten befindlichen, einfach wirkenden Speisepumpen von 92 und 97 mm Durchmesser und je 294 mm Hub., bei gewöhnlicher Temperatur gemessen, also von 4,127 Liter theoretischer Leistung. Die Menge des gespeisten Wassers konnte ohne Betriebsstörung nicht gemessen werden, deshalb wurde die Temperatur des Speisewassers und die Hubzahl der Maschine festgestellt, die Speisepausen vermerkt, und nach der Kampagne durch wiederholte Versuche die Leistung der Speisepumpen festgestellt. In der Nachkampagne wird der Brüden vom Sirupkocher durch den Brüdenvorwärmer zur Kondensation geführt, und damit im Vorwärmer die Anwärmung des zur Osmose und Speisung erforderlichen Wassers auf 35° bis 40° R. erreicht. Vom Vorwärmer wurde eine direkte Rohrverbindung zum dicht daneben stehenden Speisegefäß, einem liegenden Zilinder, eingerichtet, die Wasserhöhe im letzteren genau bezeichnet, und nach beendetem Versuch wieder hergestellt. Im Vorwärmer, dessen Zargendurchmesser warm gemessen und 2,010 m gefunden worden, wurde die Höhe des anfänglichen und schließlichen Wasserstandes von oben gemessen. Die Pumpen wurden zu Anfang des Versuches gleichzeitig eingeschützt, und beim Ende desselben gleichzeitig ausgeschützt.

Die Versuche ergaben:

Versuchsdauer Minuten.	Hubzahl	Höhe des verbrauchten Wassers mm.	Verspeistes Wasser in Litern.	Liter für die Hub.	Hubzahl in der Minute.
13	540	635	2015	3,731	41,5
13	556	678	2151	3,869	42,8
11	492	583	1850	3,760	44,7
12	546	674	2139	3,919	45,5
11	488	612	1942	3,979	44,4
			im Mittel:	3,852	43,7

[1]) Zeitschrift des Vereins für Rübenzuckerindustrie. 1882. S. 405.

Tabelle von Weinlig, zu Seite 182.

Laufende Nummer Littera	1 Zentner Rüben gebraucht k Kohle	1 Zentner Rüben gebraucht k Waſſer	Art der Saftgewinnung	Art der Verkochung
B.	35,40 Braunkohle	110,60	Diffuſion	Elutionsverfahren Kornzucker
C.	19,48 Gemiſch von Braun- u. Steinkohle 7 : 1	61,70	Diffuſion	Korn zu Farin
E.	26,50 Braunkohle	68,30	Diffuſion	Korn und Sirup
F.	23,87 Braunkohle	76,05	Diffuſion	Korn
H.	22,10 Braunkohle	70,14	Diffuſion	Kornzucker
I.	29,10 Braunkohle	80,86	Diffuſion	Korn reſp. Nachprodukt
K.	12,05 Steinkohle	74,42	Diffuſion	Kornzucker Nachprodukte
L.	24,02 Gemiſch von Stein- u. Braunkohle 45 : 55	78,54	Diffuſion	Kriſtallzucker
M.	11,27 Steinkohle	71,72	Diffuſion	Korn

Tabelle von Weinlig, zu Seite 182. (Fortsetzung.)

beitete mmenge n Tag, r Sonntag igerechnet ich an dem- ine Rüben tet werden.	1 Ztr. Rübe tägl. Verarbeitung einschl. Sonntag entspricht rund					Kosten d. Verdampfung i. d. Kesselanlage.				
						Stehende Kosten		Bewegliche Kosten		
	Quadratmeter Kesselheizfläche	Quadratmeter Rostfläche	Qmtr. Heizfläche Verdampf- apparate	Vakuum. Anwärmapparate Scheide- pfannen	Quadratmeter Oberfläche der Dampfröhren	An Anlagekapital, Anschaff. von Kessel, Garnitur, Einmauerg. und taxirt im Herbst 1876 gält. Preisen. 50 k Dampf in Pf.		An Bewartung, Heizer, Kohlenkarrer kosten 50 k Dampf in Pf.	An Kohlen. Nach d. im Herbst 1876 übl. Preis d. Kohl. kosten 50 k Dampf i. Pf.	50 k Dampf kosten somit in Summa in Pf.
ag 2857 he 20000 i. Betriebe n Ausfall 00 Ztr.	0,15	0,007	0,07	0,016	0,114	Angenommen sind 4½ Proz. Zinsen, 5 Proz. Amortisation u. z. Instandhaltung bei Vorfeuerung 4 Proz., bei Innenfeuerung 5 Proz., bei Unterfeuerung 7 Proz., wozu bei Röhrenkesseln noch 1 Proz. hinzukommen.	1,13	0,38	10,21	11,59
he 26778 ig 3825	0,15	0,005	0,19	0,023	0,092		1,17	0,46	13,5	15,13
he 22594 ig 3228	0,11	0,005	0,08	0,009	0,066		1,06	0,39	12,73	14,18
he 21040 ig 3006	0,15	0,006	0,09	0,014	0,069		1,04	0,8	7,82	9,66
he 20516 ag 2931	0,07	0,005	0,09	0,072	0,058		0,89	0,52	10,89	12,30
he 25700 ag 3671	0,12	0,006	0,13	0,058	0,041		0,84	0,47	10,8	12,11
he 17500 ag 2500	0,14	0,004	0,11	0,044	0,069		1,00	0,43	12,19	13,62
he 17855 ag 2550	0,17	0,005	0,08	0,036	0,071		0,95	0,45	17,9	19,39
he 22645 ig 3235	0,14	0,005	0,12	0,076	0,069		0,99	0,43	11,7	13,12

I.

Anfang am 20. Dezember 1881 früh 6 Uhr 53 Min.
Ende „ 21. „ „ „ 6 „ 40 „

Die Dampfspannung betrug ziemlich gleichmäßig $2^1/_2$ Atmosphären.

Die Wasserstände waren im Glase sichtbar
zu Anfang 40, 30, 30, 25, 45 zusammen 170 mm
zu Ende 39, 30, 35, 40, 35 „ 179 „
also zu viel gespeist 16,8 × 9 = 161 Liter.

Die Speisepumpen waren ausgeschützt:

von	6	Uhr	56	Min.	bis	7	Uhr	23	Min.	also	27	Min.
„	8	„	30	„	„	9	„	12	„	„	42	„
„	10	„	55	„	„	11	„	15	„	„	20	„
„	11	„	58	„	„	12	„	25	„	„	27	„
„	2	„	20	„	„	2	„	43	„	„	23	„
„	4	„	9	„	„	4	„	34	„	„	25	„
„	5	„	55	„	„	6	„	30	„	„	35	„
„	8	„	30	„	„	9	„	15	„	„	45	„
„	11	„	52	„	„	12	„	45	„	„	53	„
„	3	„	—	„	„	3	„	55	„	„	55	„
„	5	„	45	„	„	6	„	40	„	„	55	„

zusammen: 407 Min.

Die gesammte Versuchsdauer betrug 23 Std. 47 Min.
Davon wurden nicht gespeist . . 6 „ 47 „
also gespeist 17 Std. — Min.

Die Temperatur des Speisewassers betrug in °R.: 34, 38, 38, 38, 50, 40, 49, 46, 46, 41, 45, 45, 35, 35, 37, 39, also im Mittel von 16 Beobachtungen 41° R. = $51^1/_4$° C.

Die Hubzahl der Betriebsmaschine betrug für eine Minute: 44, 45, 44, 44, 44, 45, 49, 46, 44, 43, 27, 44, 34, also im Mittel von 13 Beobachtungen von 42,5 Hub.

An Rüben wurden in der Versuchszeit verarbeitet 2960 Centner.

Somit sind im Ganzen gespeist worden:
17 × 60 × 42,5 × 3,852 = 166984 Liter
Davon ab zuviel gespeist: 161 „
bleiben 166823 Liter
zu 1,975 = 331475 Pfd. somit für einen Zentner Rüben verbraucht 112 Pfd. Dampf.

II.

Anfang des Verſuches 30. Dezember 1881 früh 7 Uhr 30 Min.
Ende „ „ „ „ „ Abends 7 „ 50 „

Die Dampfſpannung betrug im Mittel 3 Atmoſphären, und zeigte nur wenige und unbedeutende Schwankungen. Waſſerſtände der einzelnen Keſſel wie bei I gemeſſen:

zu Anfang 45, 35, 45, 45, 45, zuſammen 215 mm
zu Ende 50, 40, 70, 50, 50, „ 260 „

ſomit wurden zuviel geſpeiſt: 16,8 × 45 = 756 Liter.

Die Speiſepumpen wurden ausgeſchützt:

von	7	Uhr	30	Min.	bis	7	Uhr	40	Min.	alſo	10	Min.
„	8	„	30	„	„	8	„	45	„	„	15	„
„	9	„	45	„	„	10	„	20	„	„	35	„
„	12	„	—	„	„	12	„	39	„	„	39	„
„	2	„	47	„	„	3	„	30	„	„	47	„
„	5	„	30	„	„	6	„	15	„	„	45	„
										zuſammen	191	Min.

Die geſammte Verſuchszeit betrug 12 Std. 20 Min.
davon nicht geſpeiſt . . . . 3 „ 11 „
alſo wurde geſpeiſt: 9 Std. 9 Min.

Die Temperatur des Speiſewaſſers betrug in ° R. 53, 45, 40, 46, 53, 51, 49, 44, 45, 45, 47, 54, 48, 49, im Mittel von 14 Beobachtungen 47° R. gleich $58^3/_4$° C. Die Hubzahl der Betriebsmaſchine betrug für eine Minute: 53, 43, 46, 45, 44, 43, 45, 44, 43, 45, 43, 48, 45, 44 alſo im Mittel von 14 Beobachtungen 45 Hub. An Rüben wurden in der Verſuchszeit verarbeitet: 1560 Zentner.

Es ſind alſo im Ganzen geſpeiſt worden 549 × 45 × 3,852 = 95164 Liter
Davon ab, zuviel geſpeiſt . . . . . 756 „
bleiben = 94408 Liter

zu 1,968 Pfd. = 187283 Pfd. ſomit wurden für einen Zentner Rüben verbraucht 120 Pfd. Dampf.

Im Mittel beider Verſuche ſtellte ſich damit der Dampfverbrauch auf 116 Pfd. für einen Zentner Rüben.

5. Beiſpiel. Vorſchläge zur Dampferſparniß durch verſchiedene Einrichtungen der Verdampfſtation (nach Jelinek[1]).

Die falſche Anſicht, welche in vielen Zuckerfabriken herrſchte, daß ökonomiſch arbeitende Dampfmaſchinen in einer Zuckerfabrik nicht am Platze

[1]) Jelinek, Verdampfapparate und Verdampfſtationen. Prag 1886.

sind, begründet durch die Verwerthung der Rückdämpfe bei der Verdampfstation, war die Ursache einer dauernden Brennmaterial-Verlustquelle in denselben.

Die Unrichtigkeit dieser Ansicht soll durch ein Beispiel dargethan werden.

Eine Hochdruckdampfmaschine wie dieselbe derzeit in unseren Zuckerfabriken verwendet wird, mit niedriger Eintrittsspannung arbeitend und mit einem Meter Kolbengeschwindigkeit laufend, verbraucht ziemlich 45 k Dampf auf 1 Pferdekraft und Stunde. Hierbei treten Dampfverluste durch Kondensation ein, welche etwa 0,3 des gebrauchten Dampfes betragen. Eine ökonomisch arbeitende Dampfmaschine mit Expansion, jedoch ohne Kondensation, mit hoher Eintrittsspannung und mindestens 2 Meter Kolbengeschwindigkeit laufend, hat an Dampfverlusten etwa 0,25 aufzuweisen und wird auf Pferdekraft und Stunde höchstens 15 k Dampf verbrauchen.

Eine Zuckerfabrik, welche in 24 Stunden 2400 Mtr.-Ztr., demnach in einer Stunde 10,000 k Rüben verarbeitet, benöthigt 150 Pferdekraft in Dampfmaschinen. Setzt man diese Ziffern in dieses Beispiel ein, so erhält man:

a) bei unökonomisch gehenden Dampfmaschinen:

$150 \times 45 = 6750$ k Dampfverbrauch in 1 Stunde

und: $24 \times 6750 \times 0{,}3 = 48600$ k Dampfverlust in 24 Stunden,

b) bei ökonomisch gehenden Dampfmaschinen:

$150 \times 15 = 2250$ k Dampfverbrauch in 1 Stunde

und $24 \times 2250 \times 0{,}25 = 13500$ k Dampfverlust in 24 Stunden.

Dieses sind Verluste, welche nicht entstehen könnten, wenn man den Dampf direkt der Heizkammer des Dampfapparates zuführt.

Nimmt man die Kohle mit einer 6fachen Verdampfung an, so verliert man im ersteren Falle:

$\frac{48600}{6} = 8100$ k Kohle in 24 Stunden oder 3,4% vom verarbeiteten Rübengewichte; im zweiten Falle:

$\frac{13500}{6} = 2250$ k Kohle in 24 Stunden oder 0,9% vom verarbeiteten Rübengewichte. Unterschied und Ersparniß: 5850 k Kohle in 24 Stunden oder 2,5% vom verarbeiteten Rübengewichte.

Wir sehen aus diesem Beispiel, wie vortheilhaft es ist, ökonomisch arbeitende Maschinen in Zuckerfabriken aufzustellen und den zur Verdampfung benöthigten Dampf direkt der Heizfläche der Verdampfapparate zuzuführen.

Wenn wir obige Berechnungen näher betrachten, so werden wir finden, daß der größte Faktor bei der Rechnung der Verbrauch an Dampf auf

Pferdekraft und Stunde ist. Der Dampfverlust, welcher durch die Konstruktion der Maschine bedingt ist und welcher in unserem ersten Beispiel = 0,3, im zweiten Beispiel 0,25 beträgt, ist nicht so bedeutend verschieden und der Unterschied zwischen beiden Verlusten wird erst dann so groß, wenn dieser Faktor mit dem Dampfverbrauche multiplizirt wird. Mit anderen Worten: je höher der Verbrauch an Dampf bei den Dampfmaschinen für Pferdekraft und Stunde ist, desto größer sind die Verluste für die Verdampfstation. Jeder Faktor, der diesen Dampfverbrauch erhöht, bedingt erhöhte Dampfverluste.

Wird der Rückdruck auf die Dampfmaschine erhöht, so wird der Dampfverbrauch derselben ein größerer und in Folge dessen wachsen auch die Dampfverluste für die Verdampfstation.

Es ist somit schädlich, die Spannung des Rückdampfes bedeutend zu erhöhen, um an Heizflächen bei den Verdampfapparaten sparen zu können.

Eine weitere Verlustquelle an Dampf für die Verdampfstation sind die vielen kleinen Dampfmaschinen, welche man oft in den Zuckerfabriken einführt. Einem jeden Techniker ist bekannt, daß je kleiner eine Dampfmaschine ist, dieselbe um so mehr Dampf für die Pferdekraft benöthigt. Daß diese Unterschiede sehr bedeutend werden können, ist ebenfalls bekannt.

Es ergiebt sich demnach von selbst als Regel, den Dampfmaschinenbetrieb einer Zuckerfabrik so viel als möglich zusammenzuziehen und wo möglich in eine Zuckerfabrik nur eine Hauptmaschine aufzustellen, oder da dieses nicht gut geht, die Zahl der Dampfmaschinen so viel als nur möglich zu beschränken, um große Maschinen zu bekommen. Verminderung der Rohrleitungen sowohl für Kesseldampf, als auch für Rückdampf ist die Folge hiervon und somit eine Wärmeverlustquelle weniger.

Es ist jedoch vor Anlegung um jeden Preis von Hauptdampfmaschinen zu warnen. Sind die örtlichen Verhältnisse nicht dazu geeignet, die Zuckerfabrik in ihrer Anlage nicht besonders hierzu eingerichtet, so kann es leicht vorkommen, daß Hauptmaschinen mehr Schaden als Nutzen bringen. (Zu verstehen sind unter Hauptmaschinen nur solche Dampfmaschinen, welche in direkter Verbindung mit den zu bewegenden mechanischen Werksvorrichtungen sind, und zwar mit Ausschluß aller Riemen, Transmissionen und Räderübersetzungen oder wenigstens Beschränkung derselben auf das äußerst geringste Maaß.) Wer dieses übersieht, der kann jener Verluste, welcher er sich entledigt glaubt, in doppeltem Maaße theilhaftig werden, und zwar direkt durch Mehrverbrauch an Kraft und indirekt durch Betriebsstörungen, deren Folgen gar nicht abzusehen sind.

Wenn wir den Dampfverbrauch der Dampfmaschinen auf ein Minimum herabgedrückt haben, so sind wir gezwungen, den Verdampfapparaten Kesseldampf zuzuführen. Ehe wir uns über die Folgen davon klar werden, wollen wir untersuchen, ob dies überhaupt nothwendig ist, oder wann dies eintreten muß.

Aus dem früher Gesagten ersehen wir, daß eine Zuckerfabrik, welche stündlich 10000 k Rüben verarbeitet und 18000 k Saft erzeugt, 17400 k Wasser zu verdampfen hat, um die Säfte mit den Absüßwässern auf 50% Ball. einzudicken.

Wir wollen mit der Eindickung jedoch höher gehen und dieselbe im letzten Körper bis 60% Ball. treiben, da dieses, wie wir später sehen werden, nur von Vortheil sein kann. In Folge dessen haben wir rund 18000 k Wasser in der Stunde zu verdampfen.

150 Pferdekraft ökonomisch gehende Dampfmaschinen geben in der Stunde:

$150 \times 15 \times 0{,}75 = 1687$ k Rückdampf, der im Verdampfapparate nutzbar gemacht werden kann. Mit diesem Dampfe können bei 4facher Verdampfung $1687 \times 3{,}79 = 6393$ k Wasser verdampft werden.

Da wir aber 18000 k Wasser zu verdampfen haben, so sind noch $\frac{18000 - 6393}{3{,}79} = 3062$ k Dampf direkt zuzuführen, um bei 4facher Verdampfung den Saft auf 60% Ball. einzudicken. Wir haben somit jedenfalls Heizdampf zweierlei Herkunft in das Heizsistem einzuführen und zwar niedriggespannten Rückdampf und hochgespannten Kesseldampf.

Es ist selbstverständlich, daß wir den Kesseldampf nicht in den Rückdampf einführen können und man ist somit gezwungen, im ersten Körper des Verdampfapparates ein getrenntes Heizsistem anzulegen. Es entsteht nun die Frage, welche Spannung soll man dem Heizdampfe der Verdampfungsstation geben. Auch dieses läßt sich direkt beantworten, und zwar wie folgt: Der Rückdampf der ökonomischen Expansions-Dampfmaschine kann einer höheren Spannung als $^1/_2$ Atmosphäre Ueberdruck überhaupt nicht unterworfen werden, aus den schon früher angeführten Gründen, und man wird daher gut thun, mit der Spannung des Rückdampfes auf $^1/_4$ Atmosphäre Ueberdruck herabzugehen und die betreffende Heizfläche des Verdampfapparates etwas größer anzulegen. Im Interesse der Dampfverwerthung selbst ist es ebenfalls angezeigt, stets bei niedrigeren Spannungen zu bleiben, da die sofortige Verwerthung der latenten Wärme des niedrig gespannten Dampfes für die Verdampfung größer ist. Es ist nämlich bei einem gut eingerichteten Verdampfapparate das kondensirte Wasser des Heizsistemes, welches zum ge-

schlossenen Wassersammler gelangt, stets entsprechend warm demjenigen Dampfdruck, unter welchem es entstanden ist, daher wenigstens so warm als der Heizdampf, aus welchem es entsteht.

. Aus diesem Grunde wird auch das Kondensationswasser, welches unter höherer Spannung entstanden ist, mehr Wärme zurückführen, die erst wieder im Dampfkessel verwerthet werden kann, als kondensirtes Wasser, welches unter niedrigem Drucke entstand. Es werden somit weniger W. E. bei der ersten Benützung des Dampfes nutzbar gemacht.

Nachfolgende Beispiele werden dieses erläutern:

Dampfdruck absolut in Atmosphären .	1	2	3	4
Wärmemenge des Dampfes in Kalorien	637	643,28	647,34	650,42
Wärmemenge des kondensirten Wassers in Kalorien	100	120,60	133,91	144
Nutzbar gemachte Wärme in Kalorien .	537	522,68	513,43	506,42

Hieraus ist ersichtlich, daß mit zunehmendem Drucke des Heizdampfes die sofortige Verwerthung der Kalorien kleiner wird. Das zum Dampfkessel zurückkehrende kondensirte Wasser ist dem verhältnißmäßig wieder um so wärmer, je höher der Druck des Heizdampfes ist. In Folge dessen sind auch auf seinem Rückwege, wegen des größeren Temperaturunterschiedes, die Abkühlungsverluste größer. Dieses giebt uns einen Fingerzeig über den anzuwendenden Druck bei den Heizdämpfen der Verdampfapparate und es soll dieses den örtlichen Verhältnissen gemäß in die Rechnung mit eingezogen werden.

Es ergiebt sich folgende Nutzanwendung: Hochgespannte Dämpfe zum Betriebe der Dampfmaschinen bei geringer Spannung des Rückdampfes und Kochdämpfe niedrig gespannt zu verwenden.

Hierbei darf nicht unerwähnt bleiben, daß Dampfkessel, welche zur Erzeugung hochgespannten Dampfes (für die Betriebsmaschinen) im Dampfkesselhause abgetrennt werden, nur dann einen Sinn haben und jenen Nutzen geben, den man von ihnen verlangt, wenn auch die Dampfmaschinen umgebaut werden, damit sie hochgespannte Dämpfe verwerthen können.

Geschieht dieses nicht, so ist der Vortheil der hohen Spannung im Kesselhause ein illusorischer.

Bei Anwendung der Kesseldämpfe zum Kochen steht natürlich die Größe der Heizfläche bei den Verdampfapparaten mit der Dampfspannung des Heizdampfes im umgekehrten Verhältnisse. Je größer die Spannung, desto kleiner die Heizfläche, desto kleiner die Verdampfapparate.

Es ist in diesem Falle besonders darauf zu sehen, daß die Spannung des Heizdampfes auf der ganzen Heizfläche gleichmäßig und entsprechend dem

vollen Drucke desselben erhalten bleibe. Geschieht dieses nicht und kann der Heizdampf im Heizraume selbst expandiren, so sind die Wärmeverluste entsprechend groß. — Expandirt z. B. 1 k Dampf von $3^1/_2$ Atmosphären auf $1^1/_2$ Atmosphären, wie der Druck im Rückdampf- und Wassersammler gehalten wird, so verliert derselbe etwa 8 W. E., die vollständig verschwinden und nicht zurückgewonnen werden können.

Was die mehrfache Verwerthung der Heizdämpfe bei der Verdampfung anbelangt, so gelangt dieselbe erst dann zum vollen Ausdrucke, wenn man die zu verdampfenden Zuckersäfte so hoch als möglich eindickt, um dieselben erst dann dem Vakuum zu übergeben.

Zwei Beispiele, und zwar das eine, eine Eindickung auf 35% Ball., das zweite auf 60% Ball. voraussetzend, werden dieses klar machen.

Von 100 k Rüben, welche 180 k Saft zu 8% Ball. geben, soll der Dünnsaft auf Füllmasse von 95% Zuckergehalt eingedickt werden, und zwar vorerst als Dicksaft auf 35% Ball. und dann im Vakuum auf 5% Wassergehalt. Dieselbe Saftmenge soll zum Vergleiche der Brennmaterialersparniß statt auf 35% Ball. auf den höheren Konzentrationsgrad von 60% Ball. gebracht werden und dann erst im Vakuum auf 95% Zuckergehalt zum Verkochen kommen. Bezeichnen wir das erste Beispiel mit A, das zweite mit B.

A. Aus 180 k Saft von 8% Ball. sind $180\ (1-{}^8/_{35}) = 130$ k Wasser zu verdampfen.

B. Aus 180 k Saft von 8% Ball. sind $180\ (1-{}^8/_{60}) = 156$ k Wasser zu verdampfen.

Wir erhalten im Falle A $180 - 139 = 41$ k Dicksaft zu 35 % Ball.
„ „ „ „ B $180 - 156 = 24$ „ „ „ 60 „ „

Ferner benöthigen wir zur Verdampfung des Dünnsaftes

a) mit Zweikörper:

bei A $= 139 \times 0{\cdot}51 = 70{\cdot}89$ k Dampf oder $\frac{70{\cdot}88}{6} = 11{\cdot}81$ k Kohle,

„ B $= 156 \times 0{\cdot}51 = 79{\cdot}56$ „ „ „ $\frac{79{\cdot}56}{6} = 13.26$ „ „

b) mit Dreikörper:

„ A $= 139 \times 0{\cdot}35 = 48{\cdot}65$ k Dampf oder $\frac{48{\cdot}65}{6} = 8{\cdot}11$ k Kohle,

„ B $= 156 \times 0{\cdot}35 = 54{\cdot}60$ „ „ „ $\frac{54{\cdot}60}{6} = 9{\cdot}10$ „ „

c) mit Vierkörper:

„ A $= 139 \times 0{\cdot}26 = 36{\cdot}14$ k Dampf oder $\frac{36{\cdot}14}{6} = 6{\cdot}02$ k Kohle,

bei B = 156 × 0,26 = 40,56 k Dampf oder $\frac{40,66}{6}$ = 6,76 k Kohle

d) mit Fünfkörper:

„ A = 139 × 0,21 = 29,19 k Dampf oder $\frac{29,19}{6}$ = 4,86 „ „

„ B = 156 × 0,21 = 32,76 „ „ „ $\frac{32,76}{6}$ = 5,46 „ „

Die Verdampfung des Dicksaftes auf Füllmasse von 95% Zuckergehalt bleibt in allen Fällen von A unter einander und in allen Fällen von B unter einander gleich,

bei A geben 34 k Dicksaft 41 $\left(1 - \frac{35}{95}\right)$ = 26 k Wasser zu verdampfen und

bei B geben 24 k Dicksaft 24 $\left(1 - \frac{60}{95}\right)$ = 8,7 k Wasser zu verdampfen.

Es benöthigt somit

A = 26 × 1,11 = 28 k Dampf oder $\frac{28}{6}$ = 44 k Kohle
B = 87 × 1,11 = 965 „ „ „ $\frac{96}{6}$ = 1,6 „ „
} für das Vakuum.

Ziehen wir die einzelnen Resultate zusammen, so erhalten wir für A:

a) Zweikörper = 11,81 k Kohle + Vakuum = 4,66 k Kohle, zusammen 16,47 k Kohle,

b) Dreikörper = 8,11 k Kohle + Vakuum = 4,66 k Kohle, zusammen 12,77 k Kohle,

c) Vierkörper = 6,02 k Kohle + Vakuum = 4,66 k Kohle, zusammen 10,68 k Kohle,

d) Fünfkörper = 4,86 k Kohle + Vakuum = 4,66 k Kohle, zusammen 9,52 k Kohle.

für B:

a) Zweikörper = 13,26 k Kohle + Vakuum = 1,6 k Kohle, zusammen 14,86 k Kohle.

b) Dreikörper = 9,10 k Kohle + Vakuum = 1,6 k Kohle, in Summe: 10,70 k Kohle;

c) Vierkörper = 6,76 k Kohle + Vakuum = 1,6 k Kohle, in Summe: 8,36 k Kohle;

d) Fünfkörper = 5,46 k Kohle + Vakuum = 1,6 k Kohle, in Summe: 7,06 k Kohle

und es giebt dann A—B:

bei a = 16,47 — 14,86 eine wirkliche Ersparniß von 1,61 k Kohle oder Prozent
bei b = 12,77 — 10,70 eine wirkliche Ersparniß von 2,07 k Kohle oder Prozent
bei c = 10,68 — 8,36 eine wirkliche Ersparniß von 2,32 k Kohle oder Prozent
bei d = 9,52 — 7,06 eine wirkliche Ersparniß von 2,46 k Kohle oder Prozent

} vom verarbeiteten Rübengewichte,

erzielt dadurch, daß die Säfte bei der Verdampfung einer höheren Konzentration unterzogen wurden, bevor sie in das Vakuum gelangten.

Wie weit man die Konzentration treiben soll, hierüber entscheidet der Kohlenpreis und der Preis der Heizfläche der Apparate, wie leicht einzusehen ist.

Da sich so hoch konzentrirte Säfte nicht filtriren lassen, so trennt man einen Theil der Heizfläche des letzteren Körpers ab, dampft in dem einen Theile nur bis 50% Ball. ein, filtrirt und kocht dann im zweiten Theile bis zu 60%, selbst bis zu 70% vor.

Will man die Ersparniß an Kohle noch höher treiben, so kann man aus dem ersten Körper das Vakuum als Zweikörper heizen, oder was jedenfalls besser ist, aus dem zweiten Körper als Dreikörper so lange als es möglich ist. Wenn wir obiges Beispiel zur Richtschnur nehmen, so kann der Kohlenverbrauch für das Vakuum von 1,60% auf $\frac{8{,}7 \times 0{,}51}{6}$ = 0,73%, beziehungsweise auf $\frac{8{,}7 \times 0{,}36}{6}$ = 0,50% herabgesetzt werden. Hier ist jedoch in Betracht zu ziehen, daß man in Folge dessen, um fertig zu kochen, die Brüden des ersten und zweiten Körpers sehr hoch spannen müßte, um den zum Kochen im Vakuum nöthigen Temperaturunterschied zu erhalten. Dies bedingt eine bedeutende Erhöhung der Spannung der Rückdämpfe, und zwar mehr als 1 Atmosphäre Ueberdruck, was zur Folge hat, daß man unter Umständen wieder verliert, was man früher gewonnen hat.

Ersetzt man einen Theil des zum Aufwärmen in einer Zuckerfabrik nöthigen Kesseldampfes durch die Brüden der Verdampfkörper, so wird natürlich Dampfersparniß im Maße der mehrfachen Verwendung derselben herbeigeführt.

Brüden aus dem ersten Körper zur Anwärmung verwendet, geben eine geringere Ersparniß an Dampf als Brüden aus dem zweiten oder dritten Körper, da diese schon ein Produkt doppelter, bez. dreifacher Dampfausnützung sind.

Ein Beiſpiel mit doppelter Auflöſung wird dieſes erläutern:

Es ſeien bei einem Saftabzuge von 180% vom Rübengewichte (ſiehe Beiſpiel Seite 171) 174% Waſſer in einem Dreikörper aus dem Dünnſafte zu verdampfen, um Dickſaft zu erzeugen.

Für die Diffuſion, welche nun mit Brüdendämpfen gewärmt werden ſoll, wäre nach Früherem nöthig . . . . . 15,0% Dampf.

Zur Anwärmung vor der erſten Saturation und während der erſten Saturation, was ebenfalls mit Brüdendämpfen geſchehen ſoll . . . . . 22,8% Dampf.

Zum Kochen am Vakuum ſeien 20% Dampf nöthig, wovon jedoch blos 10% durch Brüdendampf gedeckt werden ſollen, während der Reſt zum Fertigkochen Keſſeldampf ſein ſoll, daher . . . . . 10,0% Dampf.

Erſte Löſung.

Es wird angewärmt:
Die Diffuſion aus dem 2. Körper,
die Saturation aus dem 1. Körper,
das Vakuum gekocht aus dem 1. Körper.

Im Ganzen wird aus dem Safte Waſſer verdampft:

Zur Bildung des Brüdendampfes für die
Diffuſion: Im 1. Körper 15
„ 2. „ 15 } = 30,0% Dampf.

Zur Bildung des Brüdendampfes für die
Saturation: Im 1. Körper 22,8% Dampf.

Zur Bildung des Brüdendampfes für das
Vakuum: Im 1. Körper 10,0% Dampf.
Zuſammen 62,8% Dampf.

Es verbleibt ſomit dem reinen Dreikörper zu verdampfen:

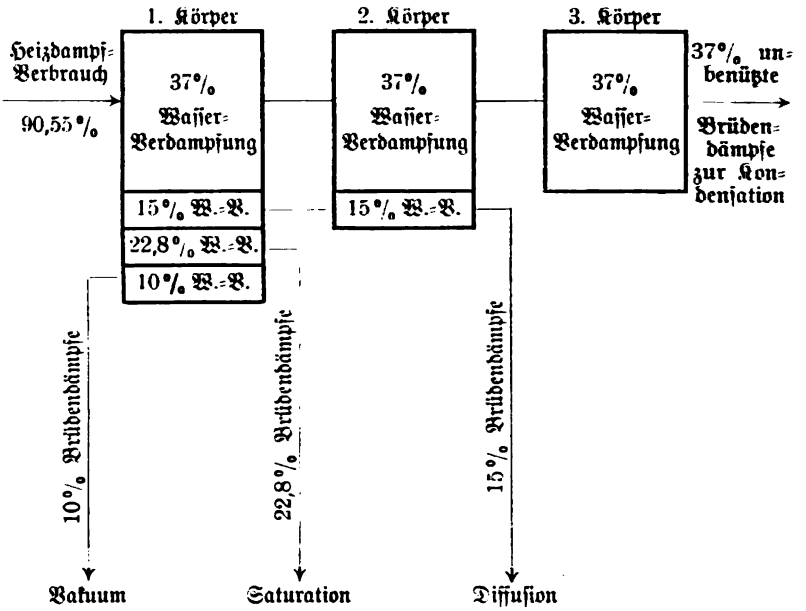
$$174 - 62{,}8 = 111{,}2\%,$$

und entfällt daher auf jeden Körper nach Abſchlag der für die Vorwärmeſtationen nöthigen Verdampfung 111,2 : 3 = 37% Waſſer zu verdampfen.

Die geſammte Waſſerverdampfung koſtet, wenn 75° C. warmer Saft eingezogen wird:

30,0% Zweikörper = 20,0 × 0,51 = 15,30% Dampf,
32,8 „ Einkörper = 32,8 × 1,11 = 36,40 „ „
111,2 „ Dreikörper = 14,2 × 0,35 = 38,85 „ „
In Summe 90,55% Dampf.

Graphiſche Darſtellung.



Zweite Löſung.

Es wird angewärmt:

Die Diffuſion getheilt, und zwar:

Das Diffuſionswaſſer, aus dem 3. Körper,

die Diffuſionsſäfte aus dem 2. Körper.

Die Saturation getheilt, und zwar:

Die Säfte vor der Saturation um 35° aufgewärmt aus dem 3. Körper, während der Saturation bis zum höchſt nöthigen Heizgrad aus dem 1. Körper.

Das Vakuum wird geheizt als Vorvakuum aus dem 2. Körper.

Im Ganzen wird aus dem Safte Waſſer verdampft:

Zur Bildung des Brüdendampfes für die Diffuſionsſäfte (wenn wir für die Anwärmung des Diffuſionsſaftes blos 5 % Brüdendampf aus dem 3. Körper entnehmen) bleiben zu verdampfen:

Im 1. Körper 10
„ 2. „ 10 } = 20,0 % Waſſer.

Zur Bildung des Brüdendampfes für die Saturation: Im 1. Körper 12,8 % Waſſer.

Da wir 10 % Dampf zur Anwärmung aus dem 3. Körper entnehmen, welche nichts koſten.

Zum Heizen des Vorvakuums: Aus dem 2. Körper 10 }
„ „ 1. „ 10 } = 20,0% Wasser.
In Summe 52,8% Wasser.

Der reine Dreikörper hat zu verdampfen:

174 — 52,8 = 121,2% Wasser,

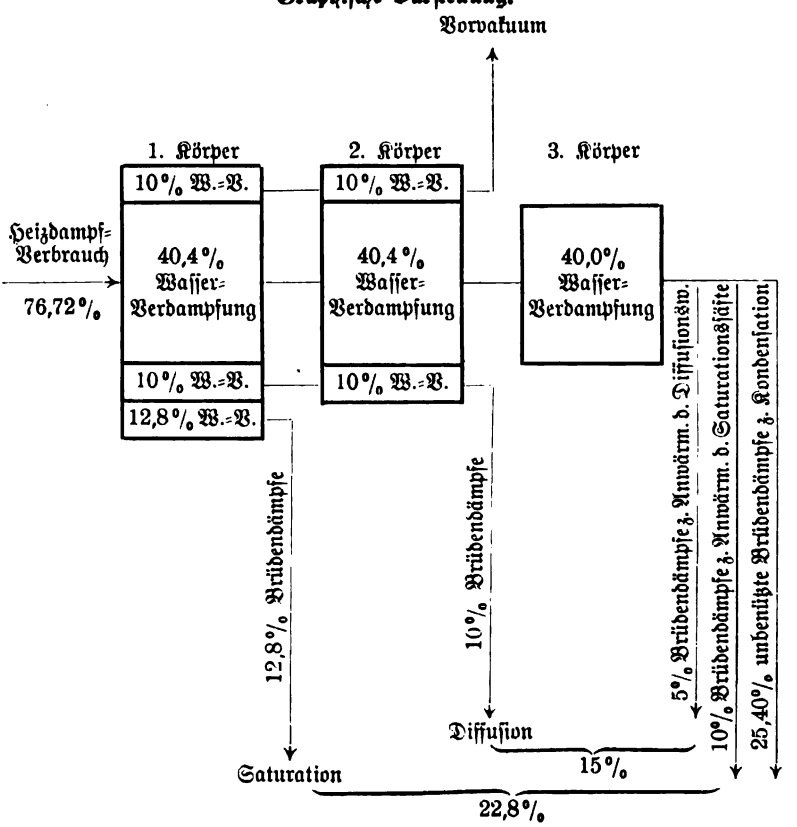
es entfällt somit auf jeden Körper nach Abschlag der für die Vorwärmestationen nöthigen Verdampfung

121,2 : 3 = 40,4% Wasser zu verdampfen.

Die gesammte Verdampfung kostet, wenn 75° C. warmer Saft eingezogen wird:

20,0%	Zweikörper	20,0 × 0,51	= 10,20%	Dampf.
12,8 „	Einkörper	12,8 × 1,11	= 14,20 „	„
20,0 „	Zweikörper	20,0 × 0,51	= 10,20 „	„
121,2 „	Dreikörper	121,2 × 0,35	= 42,12 „	„
		In Summe	76,72%	Dampf.

Graphische Darstellung.



Im erſten Falle werden benöthigt . . . . . 90,55 % Dampf,
im zweiten Falle . . . . . 76,72 % „
Unterſchied zu Gunſten des 2. Falles 13,83 % Dampf-Erſparniß vom Gewichte der Rüben.

Es iſt dieſes ein Fingerzeig, welcher darauf hinweiſt, daß es vortheilhafter iſt, die Brüden der letzten Körper ſo weit als möglich auszunützen, da dieſelben ſchon aus einer mehrfachen Verwendung des Heizdampfes entſtanden ſind und unbenützt der Kondenſation zueilen.

Wenn auch die Temperaturunterſchiede in einem ſolchen Falle kleiner ſind, ſo kann dieſes doch zum Theil durch Heizflächen erſetzt werden und jede Wärme, welche man auf dieſe Weiſe nutzbar macht, iſt faktiſch gewonnen. Es war ſchon verloren und die Gewinnung desſelben bedingt keine weiteren Verluſte auf anderer Seite, da der ganze Verdampfungsapparat unverändert bleibt.

Jedenfalls entſcheiden hier wieder Kohlenpreis an Ort und Stelle und dem gegenüber der Aufſtellungspreis der Apparate, Maſchinen ꝛc., welche zum Umbau der Verdampfſtation nöthig ſind.

Stets wird jedoch die Rechnung entſcheiden müſſen, ob die letzten Prozente Kohlen, die man noch erſparen will, auch eine Gelderſparniß darſtellen.